

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA  
SEDE QUITO**

**CARRERA:**  
INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previa a la obtención del título de: INGENIERO  
MECÁNICO

**TEMA:**  
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA CLASIFICADORA  
VIBRATORIA DE GRANOS DE MAÍZ SEGÚN EL TAMAÑO.

**AUTOR:**  
VÍCTOR GEOVANNY LÓPEZ GÓMEZ

**DIRECTOR:**  
Ing. FABIO OBANDO

**Quito, Enero del 2015**

Certifico que el presente trabajo, previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico ha sido realizado en su totalidad por el Sr. Víctor Geovanny López Gómez.

Ing. Fabio Obando

DIRECTOR DE TESIS

### **DECLARACIÓN**

Yo, Víctor Geovanny López Gómez, declaro bajo juramento que el trabajo realizado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ninguna calificación profesional ya que todos los conceptos desarrollados, análisis realizados y conclusiones del presente trabajo es de mi exclusiva responsabilidad.

Además, autorizo a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de titulación y su reproducción sin fines de lucro.

---

Víctor Geovanny López Gómez

## **AGRADECIMIENTO**

Al culminar esta etapa de mi carrera académica e iniciar una nueva como profesional hago extensivo mi agradecimiento a:

La Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana ya que dentro y fuera de sus aulas aprendí a ser profesional.

Además, agradezco sinceramente al Ing. Fabio Obando, director de tesis, por haber dirigido con sus conocimientos técnicos este proyecto y haber contado con él en todo momento.

.

*Víctor López.*

## **DEDICATORIA**

Dedico este proyecto de tesis a Dios por ser mi refugio en los momentos difíciles, por ser la fuerza interna que nunca me ha abandonado a mi padre Roberto y a mi madre Silvia, pilares fundamentales en mi vida, quienes han velado por mi bienestar y educación.

A mis hermanos Andrés, Gabriela y Fernanda, quienes siempre estuvieron a mi lado apoyándome incondicionalmente en todo momento.

Y de manera muy especial este trabajo lo dedico a mis hijos Valentina y Pedrito por ser mi motor, lucha, perseverancia y mi éxito, los amo.

*Victor López.*

## **RESUMEN**

El presente proyecto está orientado al diseño y simulación de una máquina vibratoria clasificadora de granos de maíz según su diámetro con una capacidad de 1.5 Ton/día.

El proyecto se divide en cuatro capítulos detallados a continuación.

En el capítulo 1 INTRODUCCIÓN, se encuentra el planteamiento del problema, los objetivos, el alcance de este proyecto, y se recopila información necesaria para el diseño de la máquina como también la estructura del grano de maíz y sus propiedades además las consideraciones de diseño de los resortes y elementos que conforman la máquina.

En el capítulo 2 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS, al realizar el estudio de alternativas se establecen tres propuestas; a partir del análisis de las características de cada una de ellas, se escoge la mejor opción.

En el capítulo 3 DISEÑO Y SIMULACIÓN DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA VIBRATORIA DE GRANOS, para desarrollar el diseño de la clasificadora se contemplan sus características, elementos mecánicos y la estructura soportante, basándose en fórmulas y cálculos sustentables para la selección del material.

En el capítulo 4 COSTOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES, se estima el costo del proyecto para una construcción futura y se presentan las conclusiones sobre los objetivos planteados al inicio del proyecto, al igual que algunas recomendaciones importantes.

## **ABSTRACT**

This project is focused on the design and simulation of a vibrating sorting machine kernels by diameter with a capacity of 1.5 tons / day.

The project is divided into four chapters detailed below.

Chapter 1, INTRODUCTION is the problem statement, objectives, scope of the project, and information necessary for the design of the machine as well as the structure of the corn kernel and its properties is collected in addition to the design considerations springs and elements of the machine.

Chapter 2 ANALYSIS AND SELECTION OF ALTERNATIVES, three proposals are set to make the study of alternatives; from the analysis of the characteristics of each of them, the best choice is selected.

Chapter 3 DESIGN AND SIMULATION OF MACHINE GRAIN GRADER vibrating, to develop the design of the sorting features, mechanical components and supporting structure are considered, based on formulas and calculations for sustainable material selection.

Chapter 4 Costs, CONCLUSIONS AND RECOMMENDATIONS the project cost is estimated future construction and conclusions on the goals set at the beginning of the project are presented, as well as important recommendations.

## TABLA DE CONTENIDO

AGRADECIMIENTO.....	i
DEDICATORIA.....	ii
RESUMEN.....	iii
ÍNDICE DE TABLAS.....	x
SIMBOLOGÍA.....	xiv
CAPÍTULO 1 .....	1
1. ANTECEDENTES .....	1
1.1. Planteamiento del problema.....	1
1.2. Justificación. ....	1
1.3. Objetivos.....	2
1.3.1. Objetivo general. ....	2
1.3.2. Objetivos específicos.....	2
1.4. Alcance del proyecto. ....	2
1.5. El maíz .....	3
1.5.1. Estructura del maíz.....	3
1.5.1.1. Forma y tamaño. ....	5
1.5.2. Composición química.....	5
1.5.3. Densidad del maíz. ....	6
1.6. Características de una máquina vibratoria. ....	7
1.6.1. Tamizado.....	7
1.6.2. Criba metálica o zaranda.....	7
1.6.3. Aceros inoxidable. ....	7
1.6.4. Aceros ASTM A36.....	9
1.6.5. Resortes mecánicos. ....	9



1.7. Vibraciones mecánicas .....	11
1.7.1. Frecuencia natural. ....	11
1.7.2. Frecuencia forzada.....	12
1.7.3. Resonancia.....	12
1.7.4. Clasificación de la vibración. ....	13
1.7.5. Combinación de resortes. ....	14
1.8. Conclusión del capítulo. ....	15
CAPÍTULO 2 .....	16
2. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS. ....	16
2.1. Introducción. ....	16
2.2. Estudio de alternativas. ....	16
2.3. Clasificadora de granos rotativa. ....	16
2.3.1. Descripción.....	16
2.3.2. Partes de la clasificadora de granos rotativa.....	17
2.3.3. Características de la clasificadora de granos rotativa.....	17
2.3.4. Ventajas. ....	17
2.3.5. Desventajas.....	17
2.4. Clasificadora de granos vibratoria. ....	18
2.4.1. Descripción.....	18
2.4.2. Partes de la clasificadora de granos vibratoria. ....	18
2.4.3. Características de la clasificadora de granos vibratoria. ....	19
2.4.4. Ventajas. ....	19
2.4.5. Desventajas.....	19
2.5. Clasificadora de granos horizontal.....	19
2.5.1. Descripción.....	19
2.5.2. Partes de la clasificadora de granos horizontal.....	20
2.5.3. Características de la clasificadora de granos horizontal.....	21

2.5.4.	Ventajas.....	21
2.5.5.	Desventajas.....	21
2.6.	Limitaciones y restricciones.....	21
2.7.	Materiales.....	22
2.8.	Criterios de selección.....	22
2.8.1.	Construcción.....	22
2.8.2.	Operación.....	22
2.8.3.	Montaje y desmontaje.....	22
2.8.4.	Tamaño.....	22
2.8.5.	Mantenimiento.....	23
2.8.6.	Confiabilidad.....	23
2.8.7.	Modo de clasificación.....	23
2.8.8.	Esfuerzo corporal.....	23
2.9.	Sistema de selección.....	23
2.10.	Análisis de selección.....	24
2.11.	Conclusión del capítulo.....	24
CAPÍTULO 3	.....	25
3.	DISEÑO DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA VIBRATORIA DE GRANOS DE MAÍZ.....	25
3.1.	Introducción.....	25
3.2.	Capacidad de la máquina.....	25
3.3.	Dimensionamiento de la criba y bandeja.....	26
3.4.	Análisis y cálculo de cargas existentes en la bandeja.....	27
3.5.	Factor de seguridad del tamiz.....	29
3.6.	Esfuerzo admisible en la criba.....	29
3.7.	Cálculo del espesor de las placas.....	30
3.8.	Simulación de la bandeja.....	32

3.8.1.	Compendio de resultados: .....	35
3.8.2.	Conclusión:.....	35
3.9.	Análisis de cargas de diseño en la parte móvil de la máquina.....	36
3.9.1.	Carga de trabajo o ciclo.....	36
3.9.2.	Carga del tamiz y bandeja. ....	36
3.9.3.	Carga de los marcos de apoyos del bastidor y bandeja. ....	37
3.9.4.	Diseño y peso del bastidor.....	38
3.9.5.	Diseño y peso del porta moto-vibradores. ....	40
3.10.	Diseño de la bancada de la máquina. ....	41
3.10.1.	Carga distribuida en el perfil de la bancada.....	41
3.10.2.	Carga puntual en el perfil de la bancada.....	41
3.10.3.	Simulación del perfil de la bancada: .....	44
3.10.4.	Compendio de resultados:.....	46
3.11.	Diseño del resorte.....	47
3.11.1.	Diseño estático del resorte. ....	47
3.11.2.	Simulación del resorte mediante carga estática. ....	52
3.11.3.	Cálculo de la deformación del resorte. ....	54
3.11.4.	Análisis del resorte a fatiga.....	56
3.11.5.	Análisis bajo carga cortante axial y carga cortante a torsión del resorte.....	60
3.12.	Cálculo del diseño de la soldadura en los apoyos de la parte móvil de la máquina. ....	64
3.12.1.	Análisis de resultados del diseño de la soldadura a flexión.....	69
3.12.2.	Comprobación a flexión: .....	71
3.12.3.	Compendio de resultados:.....	72
3.13.	Cálculo y diseño de la estructura de la máquina. ....	72
3.14.	Selección de los moto-vibradores. ....	78
3.15.	Análisis de resonancia.....	79

3.16. Análisis vibratorio.....	81
3.17. Conclusión del capítulo.....	83
CAPÍTULO 4 .....	84
4.CÁLCULO DE COSTOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES. ....	84
4.1. Cálculo de costos. ....	84
4.1.1. Según materiales.....	84
4.1.2. Según máquinas.....	85
4.1.3. Según diseño.....	85
4.2. Conclusiones.....	86
4.3. Recomendaciones. ....	87
REFERENCIAS .....	88
ANEXOS.....	89
ANEXO 1A .....	91
ANEXO 1B:.....	92
ANEXO 1C.....	94
ANEXO 1D .....	95
ANEXO 1E.....	96
ANEXO 1F .....	97
ANEXO 1G .....	98
ANEXO 1H .....	99
ANEXO 1I.....	100
ANEXO 1J.....	101
ANEXO 1K .....	104
ANEXO 1L.....	105
ANEXO 1M.....	106
ANEXO 1N .....	107
ANEXO 1P .....	108

## ÍNDICE DE TABLAS

### Cap. I

Tabla 1.1 Distribución de las principales partes del grano.....	4
Tabla 1.2 Dimensiones de algunos granos y semillas .....	5
Tabla 1.3 Composición química de las partes principales del grano (%). .....	5
Tabla 1.4 Densidad aparente del grano de maíz.....	6
Tabla 1.5 Aceros inoxidables y su aplicación. ....	8
Tabla 1.6. Configuración de resortes en serie y paralelo. ....	14

### Cap. II

Tabla 2. 1 Sistema de calificación.....	23
Tabla 2. 2 Análisis de calificación. ....	24

### Cap. III

Tabla 3. 1 Relación de dimensiones placa apoyada en todo su contorno. ....	30
Tabla 3. 2 Espesores de tamiz. ....	32
Tabla 3. 3 Resultados de la simulación de la bandeja. ....	35
Tabla 3. 4 Carga de trabajo o ciclo.....	36
Tabla 3. 5 Dimensiones y pesos del tamiz y bandeja.....	37
Tabla 3. 6 Longitudes de los ángulos de apoyos. ....	37
Tabla 3. 7 Peso de diseño del marco de soporte.....	38
Tabla 3. 8 Peso del bastidor móvil. ....	39
Tabla 3. 9 Peso del porta moto-vibrador. ....	40
Tabla 3. 10 Cargas concentradas en la bancada. ....	41
Tabla 3. 11 Perfil U de la bancada .....	44
Tabla 3. 12 Resultados de la simulación del bastidor. ....	46

Tabla 3. 13 Diámetro del alambre. ....	49
Tabla 3. 14 Resultado del resorte sometido a carga estática. ....	53
Tabla 3. 15 Deformación del resorte respecto a constante K. ....	55
Tabla 3. 16 Parámetros del resorte. ....	56
Tabla 3. 17 Cargas en el resorte. ....	56
Tabla 3. 18 Fuerza media y fuerza amplitud. ....	57
Tabla 3. 19 Límite de resistencia a la fatiga. ....	59
Tabla 3. 20 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga. ....	59
Tabla 3. 21 Carga axial y carga torsional. ....	63
Tabla 3. 22 Resultados de la simulación dinámica. ....	63
Tabla 3. 23 Fuerza y momento actuante en el apoyo móvil. ....	66
Tabla 3. 24 Propiedades flexionantes de soldadura de filete. ....	67
Tabla 3. 25 Dimensiones del soporte móvil. ....	67
Tabla 3. 26 Propiedades del soporte de la parte móvil de la máquina. ....	67
Tabla 3. 27 Esfuerzo resultante en la soldadura. ....	68
Tabla 3. 28 Resultados simulación de la soldadura. ....	72
Tabla 3. 29 Perfil de la estructura de la máquina. ....	74
Tabla 3. 30 Especificaciones técnicas de la estructura. ....	76
Tabla 3. 31 Fuerzas aplicada a la estructura. ....	76
Tabla 3. 32 Resultados de la simulación de la estructura. ....	77
Tabla 3. 33 Selección de moto-vibrador. ....	79

#### **Cap. IV**

Tabla 4. 1 Costos según materiales. ....	84
Tabla 4. 2 Costos según máquinas-herramientas. ....	85

## ÍNDICE DE FIGURAS

### Cap. I

Figura 1. 1 Estructura del grano de maíz.....	3
Figura 1. 2 Resortes helicoidales de compresión. ....	10
Figura 1. 3 Constante de resorte. 1) Resorte lineal. 2) Resorte alineal. ....	11
Figura 1. 4 Curva de resonancia. ....	12

### Cap. II

Figura 2. 1 Clasificadora de granos rotativa.....	16
Figura 2. 2 Máquina clasificadora vibratoria. ....	18
Figura 2. 3 Clasificadora de granos horizontal.....	20

### Cap. III

Figura 3. 1 Diagrama de distribución de cargas.....	27
Figura 3. 2 Diámetro de perforaciones del tamiz. ....	28
Figura 3. 3 Propiedades del acero inoxidable.....	29
Figura 3. 4 Bandeja. ....	33
Figura 3. 5 Desplazamiento de la bandeja.....	33
Figura 3. 6 Factor de seguridad de la bandeja. ....	34
Figura 3. 7 Marco de apoyo del tamiz y bandeja. ....	37
Figura 3. 8 Bastidor móvil.....	39
Figura 3. 9 Ángulo de incidencia. ....	40
Figura 3. 10 Bancada de la máquina. ....	42
Figura 3. 11 Diagrama de corte y momento flector. ....	43
Figura 3. 12 Momento de inercia bancada .....	45
Figura 3. 13 Deflexión bancada. ....	45
Figura 3. 14 Resorte helicoidal.....	52

Figura 3. 15 Resorte helicoidal de compresión. ....	52
Figura 3. 16 Detalle de cargas en el resorte. ....	53
Figura 3. 17 a) Resorte helicoidal con carga axial. b) Carga cortante directa y torsional. ....	61
Figura 3. 18 Asignación de cargas en el resorte. ....	61
Figura 3. 19 Máxima carga en el resorte. ....	62
Figura 3. 20 Factor de seguridad en el resorte. ....	62
Figura 3. 21 Soldadura de filete. ....	64
Figura 3. 22 Cordón de soldadura. ....	65
Figura 3. 23 Diagrama de cuerpo libre en el apoyo. ....	65
Figura 3. 24 Perfil U soporte apoyo móvil. ....	66
Figura 3. 25 Tipo de cordón de soldadura y cargas. ....	69
Figura 3. 26 Asignación del material base. ....	70
Figura 3. 27 Cálculo del diseño de la soldadura. ....	70
Figura 3. 28 Momento de inercia soporte móvil. ....	71
Figura 3. 29 Deflexión soporte móvil. ....	71
Figura 3. 30 Estructura de la máquina. ....	73
Figura 3. 31 Desplazamiento de la estructura. ....	74
Figura 3. 32 Factor de seguridad de la estructura. ....	75
Figura 3. 33 Sistema masa-resorte-amortiguador. ....	81
Figura 3. 34 Ecuación general masa-resorte-amortiguador. ....	82
Figura 3. 35 Absorción de vibración. ....	83



## SIMBOLOGÍA

$m$  = masa.

$\rho$  = densidad del grano de maíz.

$V_c$  = Volumen de carga.

$V_t$  = Volumen del tamiz.

$h$  = Altura del tamiz y bandeja.

$A$  = Area del tamiz y bandeja.

$a$  = Largo del tamiz y bandeja.

$b$  = Ancho del tamiz y bandeja.

$q$  = Carga distribuida.

$F.S$  = Factor de seguridad.

$\sigma_y$  = Esfuerzo admisible.

$S_y$  = Resistencia de fluencia.

$\eta$  = Relacion entre dimensiones principales.

$\varphi_y$  = Factor de espesor

$e$  = Espesor de la placa.

$i$  = Ángulo de incidencia.

$P_m$  = Peso del maíz.

$P_t$  = Peso del tamiz.

$P_b$  = Peso de la bandeja.

$P_s$  = Peso apoyo tamiz.

$P_{bas}$  = Peso del bastidor.

$P_{pv}$  = Peso del porta moto – vibrador.

$P_v$  = Peso del moto – vibrador.

$P_a$  = Carga distribuida en la bancada.

$P_{dp}$  = Carga distribuida a lo largo de la bancada.

$P_z$  = Carga puntual en el perfil de la bancada.

$M_{max}$  = Momento máximo.

$S_x$  = Módulo de sección.

$\delta$  = Deflexión admisible.

$P_{cs}$  = Carga inicial en los soportes del bastidor móvil.

$P_t$  = Carga total.

$P_{rs}$  = Carga inicial en cada resorte.

$D$  = Diametro del resorte.

$d$  = Diametro del alambre.

$S_{ut}$  = Resistencia ultima de tensión.

$S_{sy}$  = Esfuerzo de fluencia a la torsión.

$C$  = Indice del resorte.

$\tau_{all}$  = Esfuerzo cortante.

$K_b$  = Factor de correccion del efecto de curvatura.

$F_s$  = Carga estatica del resorte.

$K$  = Constate del resorte.

$y_s$  = Deformación del resorte.

$F_m$  = Fuerza media.

$F_a$  = Fuerza amplitud.

$\tau_a$  = Esfuerzo alternante.

$\tau_m$  = Esfuerzo cortante medio.

$\tau_i$  = Esfuerzo cortante inicial.

$K_w$  = Factor de Wahl.

$K_s$  = Factor de corrección del esfuerzo cortante.

$S_e$  = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica del resorte.

$\tau'$  = Esfuerzo cortante principal.

$\tau''$  = Esfuerzo cortante secundario.

$\omega_n$  = Frecuencia natural.

$f$  = Frecuencia.

$C_c$  = Coeficiente de amortiguamiento crítico.

## **CAPÍTULO 1**

### **1. ANTECEDENTES**

#### **1.1. Planteamiento del problema.**

En la actualidad, en el campo de la agroindustria, la tecnología ha generado mayores facilidades para el tratamiento y proceso de los diferentes productos agrícolas.

Una de las máquinas que presenta esta facilidad es una máquina vibratoria clasificadora, la cual beneficia a este sector para que los productos que se llegan a comercializar sean de la mejor calidad.

En vista que en el país existen muy pocas compañías que construyen este tipo de máquinas, las empresas buscan máquinas importadas. Para lo cual se hace factible la elaboración de este tipo de máquina y, a la vez, que sea accesible económicamente y eficiente en la industria.

#### **1.2. Justificación.**

La investigación está elaborada con la finalidad de encontrar las mejores alternativas que se pueden presentar para: La construcción de la máquina clasificadora de granos de maíz según su tamaño.

Al conocer que en el país existen pocas compañías dedicadas al diseño y construcción de este tipo de máquinas, con la presente investigación se busca ofrecer una alternativa que logre presentar grandes facilidades para el uso del mismo.

Además, se analizarán diferentes tipos de mecanismos, donde se buscarán las mejores alternativas para ofrecer una máquina económica y eficiente, para el beneficio de las empresas y compañías que lo requieran.

### **1.3. Objetivos.**

#### **1.3.1. Objetivo general.**

Diseñar y simular una máquina clasificadora vibratoria de granos de maíz según su tamaño para una capacidad de 1.5 Ton/día.

#### **1.3.2. Objetivos específicos.**

- Investigar las características químicas y físicas que diferencia al grano de maíz con otro tipo de granos.
- Analizar los métodos motrices para clasificar el grano.
- Determinar los materiales que se requerirán para el diseño de la máquina clasificadora vibratoria de granos de maíz.
- Simular y comprobar los cálculos realizados en el programa Inventor.

### **1.4. Alcance del proyecto.**

A pesar de que el diseño proporciona las mejores condiciones de funcionamiento y operatividad, existen restricciones y limitaciones que se establecen a continuación:

Se desea proporcionar un diseño óptimo de una máquina clasificadora vibratoria de granos de maíz, con una capacidad de 1,5 tonelada / día, en este proyecto no se profundizará sobre el estudio del grano, en donde su capacidad vibratorio será generado mediante moto-vibradores eléctricos.

El diseño de cada componente de la máquina debe adaptarse a las condiciones tecnológicas del país en lo que respecta a elementos normalizados, disponibilidad de materia prima, a excepción de la selección del moto-vibrador eléctrico.

Además no será considerado ningún tipo de norma específica para el diseño de la máquina clasificadora vibratoria de granos de maíz.

El análisis sobre el estudio de mecánica de vibraciones será desarrollado mediante el punto de vista de ingeniería donde se desarrollara un análisis mediante bibliografías para establecer todos los parámetros que se producen en el proceso de vibración (resonancia).

### 1.5. El maíz

El maíz es uno de los cereales cultivados más productivos, ocupa actualmente la tercera posición entre los cereales más cultivados después del trigo y del arroz, el maíz se utiliza para consumo humano (20%) pero principalmente para alimentar a cerdos, ganado vacuno y aves de corral (80%).

#### 1.5.1. Estructura del maíz.

Esta estructura puede contener diferentes números de granos dependiendo el número de hileras, el diámetro y la longitud de la mazorca, el peso del grano puede variar mucho, de aproximadamente 19% al 30% en cada 100 granos.

En la figura 1.1 se muestra las cuatro estructuras físicas fundamentales del grano: el pericarpio, cáscara o salvado; el endospermo; el germen o embrión; y la piloriza (tejido inerte en la que se une el grano y el carozo).

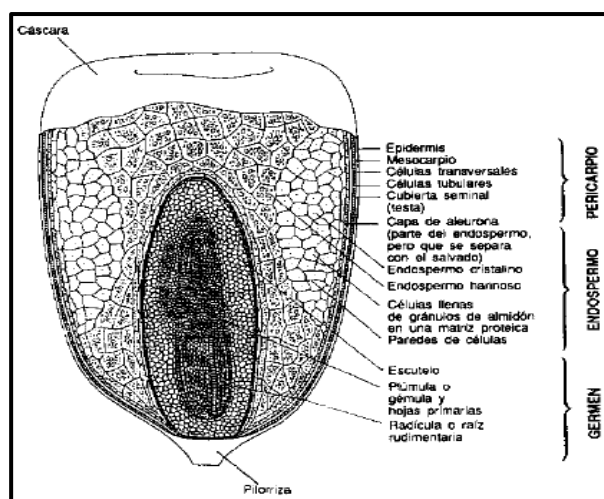


Figura 1. 1 Estructura del grano de maíz.

Fuente: (Lubin, 1993)

En la tabla 1.1 se muestra el porcentaje de distribución de las distintas partes del grano. Al endospermo, la parte de mayor tamaño, corresponde cerca del 83% del peso del grano, en tanto que el germen equivale por término medio al 11% y el pericarpio el 5%. El resto está constituido por la piloriza, estructura cónica que junto con el pedicelo une el grano a la espiga.

Tabla 1.1 Distribución de las principales partes del grano.

<b>Estructura</b>	<b>Porcentaje de distribución (%)</b>
Pericarpio	5 – 6
Aleurona	2 – 3
Endospermo	80 – 85
Germen	10 – 12

Fuente: (Lubin, 1993).

#### **Pericarpio:**

“Protege al grano contra el ataque de insectos y de las condiciones ambientales adversas”. (Machado, 2001, pág. 16).

#### **Aleurona:**

“Es la capa externa del endospermo, compuesta por gránulos de almidón y un cierto contenido de proteínas y grasas”. (Machado, 2001, pág. 21).

#### **Endospermo:**

“Es el depósito de alimento para la nueva planta. Está compuesto principalmente por carbohidratos y en menor escala por proteínas”. (Machado, 2001, pág. 17).

#### **Germen:**

Responsable de generar una nueva planta, contiene gran cantidad de proteínas y vitaminas como también azúcares y minerales. (Machado, 2001, pág. 17)

#### **Cáscara:**

Capa de protección de grano, tiene bajo contenido de nutrientes y buena conductividad térmica.

### 1.5.1.1. Forma y tamaño.

Los granos y semillas se pueden separar con base a la forma; los redondos tienden a deslizarse fácilmente y se pueden separar de los alargados o irregulares por gravedad o por fuerza centrífuga.

En la tabla 1.2 se detalla las dimensiones de algunos tipos granos.

Tabla 1.2 Dimensiones de algunos granos y semillas

GRANO	DIÁMETRO MAYOR (mm)	DIÁMETRO MEDIO (mm)	DIÁMETRO MENOR (mm)	NÚMERO GRANOS POR (Kg)	CONTENIDO DE HUMEDAD (bh) (%)
Arroz cáscara	8.5	3.1	2.3	35274.0	8.9
Avena	12.9	2.9	2.3	29670.0	8.6
Maíz amarillo	12.6	8.0	4.3	2860.0	10.0
soya	9.1	7.7	6.0	6430.0	14.7
Cebada	10.9	3.7	3.0	26930.0	7.7
Trigo	6.6	3.2	3.1	23760.0	7.1
Quinoa	2.1	1.1		333334.0	13.5
Arveja	9.0	7.8	7.5	2758.0	13.7

Fuente: (Castillo, 2013, pág. 9)

### 1.5.2. Composición química.

El maíz es importante ya que estos granos poseen sustancias alimenticias como proteínas, grasas, etc.

Tabla 1.3 Composición química de las partes principales del grano (%).

Componente químico	Pericarpio	Endospermo	Germen
Proteínas	3,7	8,0	18,4
Extracto etéreo	1,0	0,8	33,2
Fibra cruda	86,7	2,7	8,8
Cenizas	0,8	0,3	10,5
Almidón	7,3	87,6	8,3
Azúcar	0,34	0,62	10,8

Fuente: (Lubin, 1993)



Las partes principales del grano de maíz difieren en su composición química como se muestra en la tabla 1.3. El pericarpio se caracteriza por un elevado contenido de fibra cruda, la cual a su vez está formada fundamentalmente por hemicelulosa (65%), celulosa (23%), y lignina (0,1%). El endospermo, en cambio, contiene un nivel elevado de almidón (87,6%), aproximadamente 8% de proteínas y en contenido de grasas crudas relativamente bajo.

El germen por último se caracteriza por tener un elevado contenido de grasas crudas, el 33% por término medio, y contiene también un nivel relativamente elevado de proteínas (20%) y minerales.

### 1.5.3. Densidad del maíz.

En la tabla 1.4 se indica la densidad aparente de algunos granos.

Tabla 1.4 Densidad aparente del grano de maíz.

<b>DENSIDAD APARENTE</b>	
<b>PRODUCTOS AGRICOLAS SOLIDOS</b>	<b>DENSIDAD (kg/m<sup>3</sup>)</b>
Alfalfa, granos	750 - 800
Algodón, granos con su fibra	420
Algodón, granos no apretados	100 - 120
Arroz cáscara	500 - 630
Arroz, gavillas	80- 120
Arroz blanqueado	800 - 850
Arroz de embarque (descascarado)	700 - 750
Avena	500 - 540
Cacahuete con cáscara para aceite	370 - 400
Cacahuete sin cáscara	600 - 620
Cacahuete con cáscara para consumo directo	270 - 300
Cacao (granos frescos)	900
Cacao (granos fermentados)	775
Cacao (granos secos)	635
Café (granos frescos)	620
Café comercial	715
Café (granos secos)	450
Cebada	550 - 690
Frijoles o habichuelas, granos	750 - 850
Guisantes	800- 880

Lino	600- 680
Maíz, granos	700- 820
Maíz, mazorcas peladas	450
Malta	530- 600
Mijo	700
Soja, granos	720 - 800
Sorgo, granos	670 - 760
Trigo	750 - 840
Harina	500 - 800

Fuente: (Lubin, 1993).

## **1.6. Características de una máquina vibratoria.**

### **1.6.1. Tamizado.**

Es una técnica básica en la que una mezcla de partículas sólidas de diferentes tamaños, se separan en dos o más fracciones, pasándola por una placa perforada (tamiz) de un diámetro promedio de las partículas sólidas. Cada fracción es más uniforme en tamaño que la mezcla original.

### **1.6.2. Criba metálica o zaranda.**

“Conjunto inalterable rígido formado por una placa o plancha metálica perforada en forma ordenada, puesta en un marco o fijada a él.” (INEN1515, 1987)

### **1.6.3. Aceros inoxidables.**

Los aceros inoxidables son aleaciones ferro-cromo con un mínimo del 11% de cromo. El agregado de otros elementos a la aleación permite formar un amplio conjunto de materiales, conocido como la familia de los aceros inoxidables.

En la tabla 1.5 se presentan los principales tipos de acero inoxidable y su aplicación.

Tabla 1.5 Aceros inoxidables y su aplicación.

<b>Tipo de acero inoxidable</b>	<b>Aplicación</b>
Austenítico (resistente a la corrosión)	Equipos para industria química y Petroquímica
	Equipos para industria alimenticia y Farmacéutica
	Construcción civil
	Vajillas y utensilios domésticos
Ferrítico (resistente a la corrosión, más barato)	Electrodomésticos (cocinas, heladeras, etc.)
	Mostradores frigoríficos
	Monedas
	Industria automovilística
	Cubiertos
Martensítico (dureza elevada)	Cuchillería
	Instrumentos quirúrgicos como bisturí y pinzas
	Cuchillos de corte
	Discos de freno

#### **1.6.3.1. Aceros inoxidables austeníticos.**

Los aceros inoxidables austeníticos no son magnéticos y no pueden ser endurecidos por tratamiento térmico. Son muy dúctiles y presentan excelente soldabilidad.

El acero inoxidable austenítico más popular es el tipo 304, que contiene básicamente 18% de cromo y 8% de níquel con un porcentaje de carbono limitado de 0,08%.

En caso que se pretenda una buena resistencia mecánica, los aceros inoxidables 304H y 316H son recomendados, la existencia de una fina red de carburos de

cromo, tan perjudicial desde el punto de vista de la corrosión, se torna benéfica cuando lo que interesa son las propiedades mecánicas.

#### **1.6.4. Aceros ASTM A36.**

La mayor parte de aceros estructurales reciben la designación de los números ASTM. Un grado frecuente es el ASTM (American Society for Testing and Materials) A36, que tiene un punto de fluencia mínimo de 36000 psi (248 MPa) y es muy dúctil. En resumen, es un acero con bajo carbón y laminado en caliente, disponible en láminas, placas, barras y perfiles estructurales. (Mott, 2006, pág. 54)

#### **1.6.5. Resortes mecánicos.**

Los resortes son alambres que se emplean en mecánica capaces de deformarse y absorber esfuerzos de tipo dinámico. Están fabricados de acero con propiedades muy elevadas de elasticidad. Esta capacidad les permite volver a su situación anterior, cuando la carga deja de actuar.

Los resortes se diseñan para dar una fuerza que puede ser usada para:

- Empujar (Resorte de compresión).
- Tirar (Resorte de tracción).
- Torcer (Resorte de torsión).
- Para almacenar energía.

##### **1.6.5.1. Resortes helicoidales de compresión.**

Los resortes o muelles helicoidales son elementos mecánicos que se montan entre dos partes mecánicas de una máquina, con el fin de amortiguar impactos.

Las diferentes formas de resortes para este tipo de elemento presentan un amplio rango de carga y proporcionan rangos de empuje y realizan grandes deflexiones; la

aplicación común de este tipo es como de resortes de retorno para valvular de motores, resortes para troqueles, prensas etc.



Figura 1. 2 Resortes helicoidales de compresión.

Fuente: (Norton, año 2009).

### 1.6.5.2. Materiales para fabricar resortes.

Los procesos de fabricación de los resortes son en frío o en caliente, lo cual depende del tamaño del material del índice del resorte (C) y de las propiedades deseadas. Existe una gran variedad de materiales para fabricar resortes como son aceros al carbono, aceros de aleación y aceros resistentes a la corrosión. (Budynas, 2008, pág. 500) , como se muestra en el anexo 1B.

### 1.6.5.3. Constante del resorte.

Además de su configuración el resorte tiene una constante definida como la pendiente de la curva fuerza-deflexión o deformación si la pendiente es constante podría definirse como:

$$k = \frac{F}{y} \quad (1.1)$$

Donde:

$k$  = Constante del resorte.  $\left(\frac{N}{mm}\right)$ .

$F$  = Fuerza aplicada sobre el resorte. (N).

$y$  = Deflexión o deformación. (mm).

La constante del resorte podría ser un valor constante (resorte lineal) o variar con la deflexión (Resorte alineal, o no lineal) como se muestra en la figura 1.3.

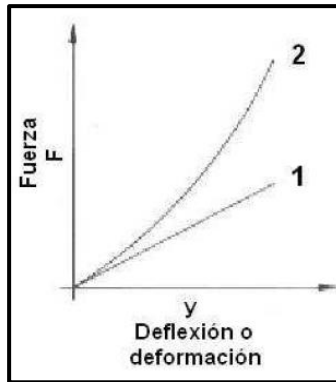


Figura 1. 3 Constante de resorte. 1) Resorte lineal. 2) Resorte alineal.

## 1.7. Vibraciones mecánicas

### Definición:

- Cualquier movimiento que se repita después de un intervalo de tiempo se llama vibración u oscilación. El vaivén de un péndulo y el movimiento de una cuerda pulsada son ejemplos de vibración.
- También se la puede definir como el cambio de posición en el tiempo (movimiento) de las partes de una máquina hacia un lado y otro con respecto a su posición de reposo.
- Otra definición sería la oscilación o el movimiento repetitivo de un objeto alrededor de una posición de equilibrio, a este tipo de vibración se la conoce también como vibración de cuerpo entero, lo que quiere decir que todas las partes del cuerpo se mueven juntas en la misma dirección en cualquier momento.

### 1.7.1. Frecuencia natural.

Es la frecuencia propia de un cuerpo o sistema al poseer elementos elásticos e inerciales.

### 1.7.2. Frecuencia forzada.

El análisis en las vibraciones de maquinaria está basado en el hecho que elementos rotativos específicos en las partes rotativas de cualquier máquina producirán fuerzas que causarán vibraciones a frecuencias específicas una de las más importantes frecuencias forzadas que son las rpm (Revoluciones por minuto) de la flecha.

### 1.7.3. Resonancia.

La resonancia es un fenómeno físico que afecta a cuerpos rígidos y que pueden vibrar o realizar oscilaciones. En cuerpos blandos es mucho más complicado porque la vibración se absorbe más rápidamente. El secreto de la resonancia radica en aplicar al cuerpo una fuerza periódica que tenga una frecuencia lo más próxima posible a su frecuencia propia o natural. Cuando esto ocurre la amplitud del movimiento aumenta tanto que puede producir la fractura del objeto rápidamente. En la figura se puede ver la relación entre la frecuencia de la fuerza aplicada o forzada y la frecuencia natural. La frecuencia de resonancia es la curva azul.

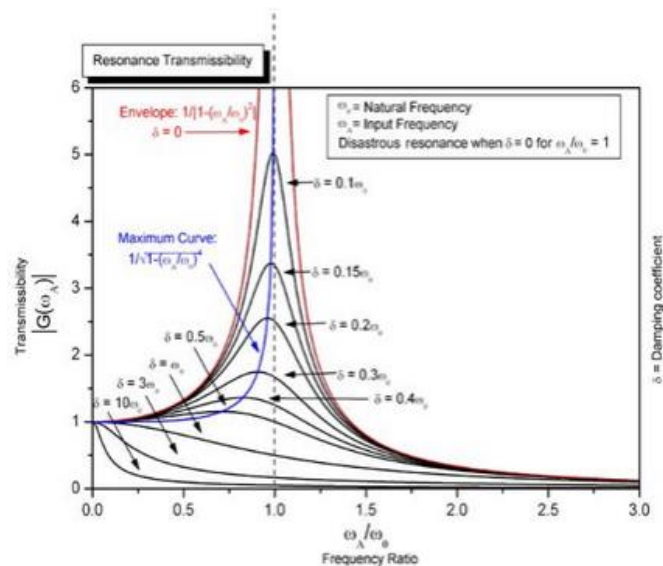


Figura 1. 4 Curva de resonancia.

Fuente: (Cubero, 2008).

#### **1.7.4. Clasificación de la vibración.**

##### **1.7.4.1. Vibración libre**

“Cuando se deja que un sistema vibre por sí mismo después de una perturbación inicial, la vibración resultante se la conoce como vibración libre. Ninguna fuerza externa actúa en el sistema”. Ejemplo la oscilación de un péndulo simple. (Rao, 2012, pág. 16)

##### **1.7.4.2. Vibración forzada.**

“Cuando un sistema se somete a una fuerza externa por lo general es una fuerza repetitiva a la vibración resultante se la conoce como vibración forzada. Ejemplo la oscilación que aparece en máquinas como motores diésel”. (Rao, 2012, pág. 16).

##### **1.7.4.3. Vibración amortiguada.**

“Cuando la vibración de un sistema es disipada por fricción u otra resistencia perdiendo energía”. (Rao, 2012, pág. 16).

##### **1.7.4.4. Vibración no amortiguada.**

“Cuando la vibración de un sistema no es disipada por fricción u otra resistencia”. (Rao, 2012, pág. 16).

El amortiguamiento es un sinónimo de la pérdida de energía de sistemas vibratorios.

##### **1.7.4.5. Vibración lineal.**

“Si todos los componentes básicos de un sistema vibratorio, (resorte, masa y amortiguador), se comportan linealmente, la vibración resultante se conoce como vibración lineal”. (Rao, 2012).



#### 1.7.4.6. Vibración no lineal.

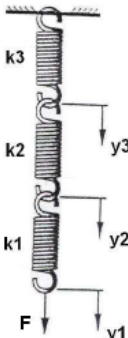

“Si cualquiera de los componentes básicos se comporta de manera no lineal, la vibración se la conoce como no lineal”. (Rao, 2012).

El comportamiento lineal de un elemento facilita su estudio, en realidad todo elemento se comporta como no lineal pero los resultados de su estudio no difieren, en su mayoría a los realizados si se les considera como elementos lineales.

#### 1.7.5. Combinación de resortes.

Cuando intervienen varios resortes, la constante resultante dependerá si la combinación se realiza en serie o en paralelo.

Tabla 1.6. Configuración de resortes en serie y paralelo.

COMBINACIÓN DE LOS RESORTES	EN SERIE	EN PARALELO
FUERZA (F)	La misma fuerza pasa a través de todos los resortes.	La fuerza total se divide entre cada uno de los resortes.
DEFLEXIÓN (y)	Cada uno de los resortes contribuye con una parte de la deflexión total	Todos los resortes sufren la misma deflexión.
CONSTANTE (k)	Las constantes del resorte se agregan en forma recíproca. $\frac{1}{k_{total}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n}$	Las constantes individuales del resorte se suman directamente. $k_{total} = k_1 + k_2 + \dots + k_n$
GRÁFICOS		

Fuente: (Norton, año 2009, pág. 384).

### **1.8. Conclusión del capítulo.**

Con el estudio e investigación realizada en el primer capítulo se logró determinar las características químicas y físicas que determinan al grano de maíz, además se estableció conceptos básicos de elementos que conformaran la máquina clasificadora vibratoria de granos de maíz según el tamaño, como también factores que influirán en su diseño como son la resonancia y el tipo de vibración.

## CAPÍTULO 2

### 2. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.

#### 2.1. Introducción.

A continuación se presenta un estudio para la selección de la mejor propuesta para el diseño de la máquina, en la cual se analizara tres tipos de propuestas de diferentes funcionalidades y componentes mecánicos, donde se consideran ocho criterios de selección.

#### 2.2. Estudio de alternativas.

Todas las alternativas de la máquina consisten en que el grano pasa de una criba a la bandeja, la diferencia está en el tipo de criba y el método de clasificación así se tiene las siguientes alternativas.

#### 2.3. Clasificadora de granos rotativa.

##### 2.3.1. Descripción.

El motor eléctrico es el que transfiere el movimiento mediante el mecanismo de poleas y bandas (reductor de velocidades), el mismo que transmite el movimiento a la criba cilíndrica horizontal que al girar clasifica el grano, como se muestra en la figura 2.1.

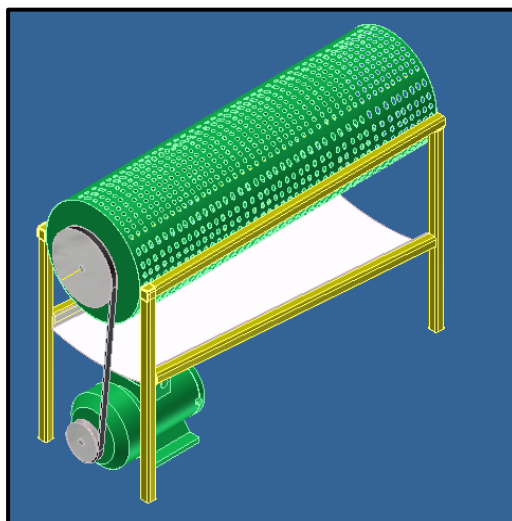


Figura 2. 1 Clasificadora de granos rotativa

### **2.3.2. Partes de la clasificadora de granos rotativa.**

- Cilindro Horizontal.- Criba rodada cambiable, según requerimientos.
- Mecanismo polea-banda.- Mediante reductor de velocidades se obtiene la velocidad angular deseada, para realizar la clasificación del grano.
- Sistema motriz.- Motor eléctrico.
- Recolector del grano.- Tolda en donde se recolecta el café.
- Estructura.- Soporte de la tamizadora de granos.

### **2.3.3. Características de la clasificadora de granos rotativa.**

Para el funcionamiento de este sistema se necesita de un mecanismo de polea y banda que transmita el movimiento desde un motor. Además se tienen los siguientes aspectos.

### **2.3.4. Ventajas.**

- Trabaja en forma continua.
- La clasificación se realiza en forma rápida.
- La capacidad del producto es mayor ya que la zaranda abastece un gran volumen.
- Fácil construcción y montaje.

### **2.3.5. Desventajas.**

- La construcción de las cribas son más complejas ya que son de forma cilíndrica.
- Será un sistema incomodo de manejar por su sistema de gran robustez.
- Ocupa un gran espacio físico.
- Se produce mucho maltrato del producto.
- Difícil acceso del producto a la criba.

## **2.4. Clasificadora de granos vibratoria.**

### **2.4.1. Descripción.**

El movimiento es producido por dos moto-vibradores eléctricos, esta fuerza centrífuga es transmitida hacia el bastidor de la máquina donde se encuentran alojados la criba y la bandeja produciendo un movimiento de vibración unidireccional horizontal del grano generando su clasificación.

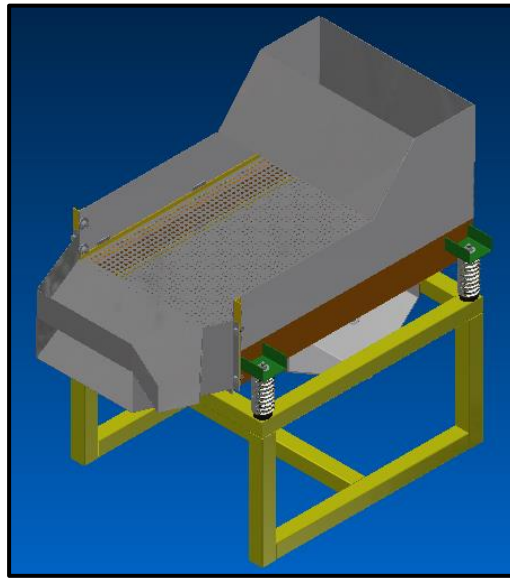


Figura 2. 2 Máquina clasificadora vibratoria.

### **2.4.2. Partes de la clasificadora de granos vibratoria.**

- Sistema motriz.- Moto-vibrador eléctrico.
- Bastidor.- Soporte del tamiz y de la bandeja.
- Criba.- Placa con orificios de cierta medida y ubicada a una cierta distancia donde se permite el paso del grano para clasificarlo.
- Bandeja.- Canal en donde se recolecta el grano.
- Sistema de amortiguamiento.- Sistema vibratorio masa-resorte que permite el cambio de posición del bastidor y sus partes.
- Estructura.- Soporte de la tamizadora de granos.

### **2.4.3. Características de la clasificadora de granos vibratoria.**

En esta alternativa su mecanismo principal en el sistema es los resortes ya que se necesita conocer la deformación que existirá en el resorte el cual deberá permitir que exista una buena clasificación y no dejar que exista demasiado movimiento vertical del grano ya que esto produciría un desbordamiento del grano. Además se tiene otros parámetros en este diseño como son:

#### **2.4.4. Ventajas.**

- Reduce el tiempo de trabajo y disminuye esfuerzos del operario.
- Fácil mantenimiento y operación.
- Capacidad del producto es mayor ya que la zaranda abastase un gran volumen.
- No produce daños al producto por su tipo de clasificado.
- Reducción de ruido debido al sistema de amortiguamiento.
- Sistema de clasificado confiable ya que el método de vibración es regulable.

#### **2.4.5. Desventajas.**

- Requiere un gran espacio físico.
- Mecanismo más complejo.
- Limitación de altura.

### **2.5. Clasificadora de granos horizontal.**

#### **2.5.1. Descripción.**

Esta alternativa tiene el motor eléctrico que transmite el movimiento mediante el mecanismo de poleas y bandas (reductor de velocidades), el cual se encuentra conjugado a un mecanismo biela-manivela, y este a su vez a una mesa que se desplaza horizontalmente en la que se encuentra la zaranda, produciéndose así la clasificación del grano que será desalojado en la bandeja recolectora de grano,

teniendo así la clasificación en dos tipos de grano como, en la figura 2.3 se indica la máquina clasificadora de granos horizontal.

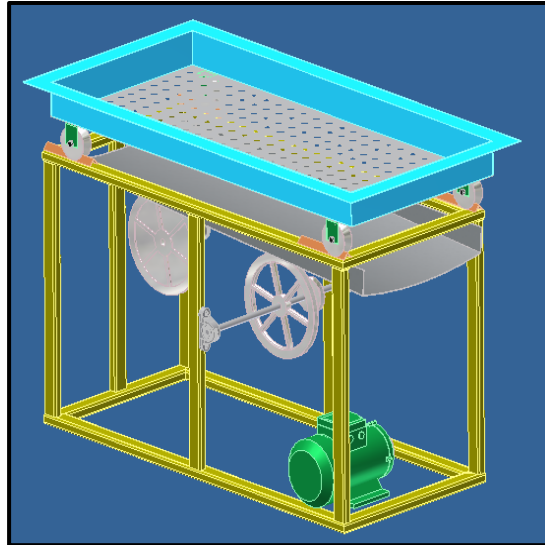


Figura 2. 3 Clasificadora de granos horizontal.

#### **2.5.2. Partes de la clasificadora de granos horizontal.**

- Mecanismo biela-manivela.- Permite que la mesa de la zaranda se desplace horizontalmente, para conseguir una velocidad lineal deseada, para realizar la clasificación del grano.
- Mecanismo polea-banda.- Se obtiene la velocidad angular requerida mediante un reductor de velocidades y acoplándose al sistema biela-manivela.
- Sistema motriz.- Motor eléctrico.
- Tolva de descarga.- Canal en donde se recolecta el grano.
- Mesa deslizante.- Transporte que permite la clasificación del grano, mediante el uso de una zaranda.
- Zaranda cambiable.- Elemento de la máquina que realiza la clasificación del grano.
- Estructura.- Soporte de la tamizadora de granos.

### **2.5.3. Características de la clasificadora de granos horizontal.**

El mecanismo principal de esta alternativa es el sistema biela-manivela, encargado de transmitir el movimiento a la mesa deslizante para realizar la clasificación del grano. Además tiene los siguientes parámetros.

### **2.5.4. Ventajas.**

- Reduce los costos de fabricación.
- Mantenimiento sencillo y económico.
- Bajo costo de fabricación.
- Facilita la recolección del grano clasificado.
- Fácil construcción, mantenimiento, montaje y mantenimiento.

### **2.5.5. Desventajas.**

- Existen posibilidades de atascamiento del grano en su flujo a través de la criba.
- Requiere un gran espacio físico.
- Existe mucho ruido debido al sistema biela-manivela.
- Necesita de soportes de sujeción con el piso.
- Ruido excesivo en el momento de trabajo.
- Zarandas cambiables.
- Necesita de una pequeña inclinación para el flujo del grano.

## **2.6. Limitaciones y restricciones.**

El diseño de la máquina tiene algunas restricciones a pesar de que proporciona un funcionamiento y una operación excelente y se establecen a continuación.

El equipo a ser diseñado debe clasificar granos de maíz, según requerimientos establecidos en el capítulo 1.

El diseño de cada elemento de la máquina debe ajustarse al mercado y tecnología del país en lo que respecta a la materia prima, procesos de fabricación, elementos



normalizados. No se considera ninguna especificación o norma establecida para el diseño de este equipo.

## **2.7. Materiales.**

Se consideran materiales únicamente existentes en el país y que sean de fácil adquisición y que su uso sea factible para el diseño de la máquina.

## **2.8. Criterios de selección.**

### **2.8.1. Construcción.**

Una construcción rápida y sencilla, donde su ensamble no necesite de herramientas especiales ni mano de obra altamente calificada, con esto lo que se logra es disminuir los costos, además el remplazo de cualquier pieza mecánica es rápida y económica.

### **2.8.2. Operación.**

El equipo debe ser operado por cualquier persona, su funcionamiento debe tener una secuencia lógica procurando evitar el daño del producto.

### **2.8.3. Montaje y desmontaje.**

Se refiere a las uniones de cada uno de los elementos mecánicos (piezas), unos fijos y otros móviles cada uno con una determinada tarea que conforman el conjunto (Máquina), debe ser lo más simple, constituidas por muy pocas piezas y no ser muy complejo.

### **2.8.4. Tamaño.**

Se refiere al espacio físico que ocupará la máquina en la planta de producción.

### **2.8.5. Mantenimiento.**

Se refiere a todas las operaciones que se realicen, con el fin de garantizar el correcto funcionamiento de la máquina, en este proceso no deben existir peligros para el técnico de mantenimiento en el momento de su trabajo.

### **2.8.6. Confiabilidad.**

Tiene que ver directamente con la eficiencia de la máquina, es decir que realice el trabajo de clasificación del grano perfectamente, además debe tener un excelente funcionamiento y seguridad de la persona que opera.

### **2.8.7. Modo de clasificación.**

Sistema o dispositivo a utilizar para realizar un óptimo clasificado del grano, tiene que ser de fácil acceso para realizar mantenimiento y no contener demasiados elementos.

### **2.8.8. Esfuerzo corporal.**

Se busca incrementar el bienestar del usuario final aumentando la seguridad, salud y satisfacción, sin que esto lleve a problemas en su integridad.

## **2.9. Sistema de selección.**

Tabla 2. 1 Sistema de calificación.

VALORIZACIÓN DE CRITERIOS	EQUIVALENCIA DE INDICADORES.		
	1 – 3	4 – 7	8 – 10
Construcción.	Costosa	Normal.	Económica
Operación.	Difícil	Normal.	Fácil
Montaje y Desmontaje.	Difícil	Normal.	Fácil
Tamaño.	Grande	Normal.	Pequeño
Mantenimiento.	Difícil	Normal.	Fácil
Confiabilidad.	Malo	Dudoso	Bueno
Modo de clasificado.	Regular	Bueno	Excelente
Esfuerzo corporal.	Dura	Leve	Muy leve

Se realiza una matriz para identificar y seleccionar el perfil competitivo de cada una de las opciones, de acuerdo a los criterios que se ha tomado como referencia se califica en una escala del 1 al 10 según las características. La alternativa seleccionada será la que mayor puntaje acumule.

La siguiente tabla es una matriz de selección.

## 2.10. Análisis de selección

Tabla 2. 2 Análisis de calificación.

ANÁLISIS DE ALTERNATIVA					
ITEM	CRITERIO	ROTATIVA	VIBRATORIA	HORIZONTAL	REAL
		Calif.	Calif.	Calif.	
1	Construcción.	7	9	6	10
2	Operación.	8	8	7	10
3	Montaje y Desmontaje.	8	9	7	10
4	Tamaño.	7	8	6	10
5	Mantenimiento.	8	9	7	10
6	Confiabilidad.	7	9	8	10
7	Modo de clasificado.	7	8	7	10
8	Esfuerzo corporal.	8	9	7	10
Sumatoria		60	69	55	80
Índice porcentual		60/80	69/80	55/80	100
Orden de selección		<b>75</b>	<b>86,25</b>	<b>68.75</b>	

## 2.11. Conclusión del capítulo.

Con los resultados obtenidos se selecciona la alternativa 2 para el desarrollo del diseño de la máquina clasificadora de granos de maíz según el tamaño ya que es la que contiene mejor calificación según los criterios de selección.

Se determinó un método de selección mediante ocho características influyentes en cada máquina donde se establecieron las ventajas y desventajas de cada sistema, como también el funcionamiento y mecanismo principal.

## CAPÍTULO 3

### 3. DISEÑO DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA VIBRATORIA DE GRANOS DE MAÍZ.

#### 3.1. Introducción.

En el presente capítulo se detalla los cálculos y dimensionamiento de los elementos que constituyen la máquina, así como la selección de elementos normalizados, y la selección de los materiales de cada elemento, de acuerdo a la alternativa seleccionada en el capítulo anterior.

#### 3.2. Capacidad de la máquina.

Capacidad de trabajo de la máquina en una hora.

$$m = \frac{1.5 \text{ Ton}}{\text{día}} * \frac{1000\text{Kg}}{\text{Ton}} * \frac{\text{día}}{8\text{h}} = \frac{187.5\text{Kg}}{\text{h}} * 1\text{h}$$

$$\mathbf{m = 187,5 \text{ Kg}}$$

En el capítulo 1 se estableció la densidad del grano de maíz, donde se trabaja con una densidad promedio de:

$$\rho = 760 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Entonces se necesita una máquina con una capacidad de clasificar un volumen de carga:

$$V_C = \frac{187.5\text{kg}}{760 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \quad (3.1)$$

$$\mathbf{V_C = 0,247 \text{ m}^3}$$

### 3.3. Dimensionamiento de la criba y bandeja.

Ahora se tendrá el tamiz y la bandeja donde caerán los granos y se supone que en cada una de ellas caerá aproximadamente 1/2 del volumen de carga por hora.

Sin embargo hay que tener claro que existirán algunos granos extra gruesos los cuales no caerán del primer tamiz, lo que disminuye el volumen de los tamices, por lo tanto el volumen cada una será.

$$V_t = \frac{V_c}{3} \quad (3.2)$$

$$V_t = \frac{0,247 \text{ m}^3}{3}$$

$$V_t = 0,0823 \text{ m}^3$$

Donde:

$V_t$ : Volumen del tamiz: ( $\text{m}^3$ )

$V_c$ : Volumen de carga: ( $\text{m}^3$ )

Cada recipiente tendrá una altura de 130 mm, partiendo de esto se puede calcular el área de la criba q será:

$$A = \frac{V_t}{h} \quad (3.3)$$

$$A = \frac{0,0823 \text{ m}^3}{0,13 \text{ m}}$$

$$A = 0,633 \text{ m}^2$$

Donde:

A: Área: ( $\text{m}^2$ ).

h: Altura: (m).

Como cada plancha de tool inoxidable perforado tienen las siguientes dimensiones 1000 (mm) X 2000 (mm), se considera entonces el largo de 1000 (mm) como dato, para calcular el ancho del tamiz. (Repermetal, 2014).

Entonces:

$$A = a * b$$

$$b = 0,633 \text{ m}$$

Donde:

A: Área: 0,633 (m<sup>2</sup>).

a: Largo: 1 (m).

b: Ancho: 0,633 (m).

Ahora se debe sumar a la altura que se tiene inicialmente por un rango de prevención del 15% aproximadamente, debido a que puede suceder que vengan más granos de un tipo que del otro, teniendo como altura final.

$$h = 0,13\text{m} + 15\% = 0,1495 \approx 0.15 \text{ (m)}.$$

#### 3.4. Análisis y cálculo de cargas existentes en la bandeja.

Con la masa y el área se encuentra la carga distribuida en la bandeja de la clasificadora de granos de maíz como se muestra en la figura 3.1.

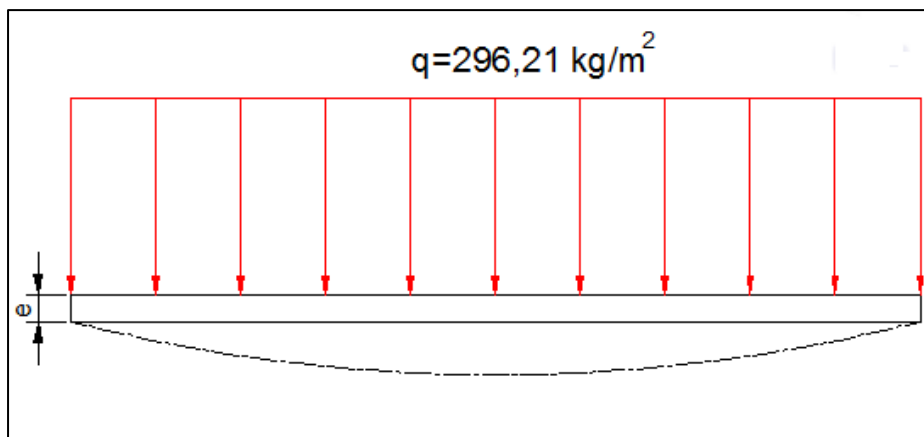


Figura 3. 1 Diagrama de distribución de cargas.

$$q = \frac{m}{A} \quad (3.4)$$

$$q = 296,21 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} = 3 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Donde:

q: Carga distribuida.

Si se considera el diámetro promedio del grano de maíz de 8 (mm) como se estableció en el capítulo 1. Por lo tanto se tiene cuatro opciones de placas de tamiz como se indica en la figura 3.2.

Planchas Perforadas											
D	T	%	Espesor								
			0,5	0,8	1	1,5	2	2,5	3	4	5
0,5	1,25	14,5	●								
0,8	1,60	22,5	●								
0,8	2	14,5		●							
1	2	23	●	●	●						
1,2	2,25	14,5			●						
1,5	3	23	●	●	●	●					
1,8	3	33			●						
2	3,5	30	●	●	●	●					
2	4	23					●				
2,5	4	35	●	●	●	●					
2,5	5	23					●	●			
3	5	33	●	●	●	●	●				
3	6	23							●		
3,5	5	44	●	●	●	●					
3,5	6	31					●		●		
4	6	40	●	●	●	●					
4	7	30					●		●	●	
5	7	46	●	●	●	●					
5	8	35					●		●	●	
6	8,5	44	●	●	●	●					
6	10	33					●		●	●	●
7	10	44			●	●					
7	11	37					●		●	●	●
8	11	48			●	●					
8	12	40					●		●	●	●
8	15	26									●
8	Aboc.	4,5					●				
9	13	45			●	●					

Figura 3. 2 Diámetro de perforaciones del tamiz.

Fuente: (Repermetal, 2014).

### 3.5. Factor de seguridad del tamiz.

Para la selección del factor de seguridad se toma en referencia ciertos aspectos a considerar ya que “si el factor de seguridad se elige demasiado pequeño, la posibilidad de falla se torna inaceptablemente grande; si se elige demasiado grande, el resultado es un diseño caro o no funcional” (Beer, 2004, pág. 29).

- El tamiz y la bandeja están sometidos a cargas repetitivas debido a la vibración, esto puede provocar una falla repentina.
- Muy pocas situaciones de carga se conocerá con certeza, pueden existir cambios en el uso, pueden introducir el producto en pequeña o gran cantidad esto producirá cargas dinámicas o cíclicas, se requiere un mayor factor de seguridad.

Con estos parámetros se asume un factor de seguridad igual a:

$$FS = 1.5$$

### 3.6. Esfuerzo admisible en la criba.

ACERO INOXIDABLE 304	
<b>Propiedades mecánicas:</b>	Resistencia a la fluencia 310 MPa (45 KSI) Resistencia máxima 620 MPa (90 KSI) Elongación 30 % (en 50mm) Reducción de área 40 % Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)
<b>Propiedades físicas:</b>	Densidad 7.8 g/cm <sup>3</sup> (0.28 lb/in <sup>3</sup> )
<b>Propiedades químicas:</b>	0.08 % C mín 2.00 % Mn 1.00 % Si 18.0 – 20.0 % Cr 8.0 – 10.5 % Ni 0.045 % P 0.03 % S

Figura 3. 3 Propiedades del acero inoxidable.

Fuente: (SUMITEC, 2012)

$$\sigma_y = \frac{\text{Resistencia de fluencia}}{\text{Factor de seguridad}} = \frac{S_y}{FS} \quad (3.5)$$

$$\sigma_y = 206 \text{ MPa} = 21 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$



### 3.7. Cálculo del espesor de las placas.

Con la ecuación (3.6) encontramos la relación entre dimensiones principales

$$\eta = \frac{a}{b} \quad (3.6)$$

Dónde:

$\eta$ : Relación entre dimensiones principales: (Adimensional).

$a$ : Largo del tamiz: (mm).

$b$ : Ancho del tamiz: (mm).

$$\eta = \frac{1000\text{mm}}{633\text{mm}} = 1.58 \approx 1.6$$

Para el diseño se considera que las placas se encuentran apoyadas ya que estas reposan sobre los marcos rectangulares de ángulos.

Tabla 3. 1 Relación de dimensiones placa apoyada en todo su contorno.

$\eta$	$\varphi_x$	$\varphi_y$	$\psi$	$k$
1	1,15	1,15	0,71	0,26
1,5	1,20	1,95	1,35	0,34
2	1,11	2,44	1,77	0,37
3	0,97	2,85	2,14	0,37
4	0,92	2,96	2,24	0,38
$\infty$	0,90	3,00	2,28	0,38

Fuente: (Arrizabalaga, año 2001, pág. 225).

La tabla 3.1 presenta los valores determinados con un valor de relación de 1.6 y se procede a interpolar.

Datos de interpolación:

$$\varphi_y = ?$$

$$\varphi_{y1} = 1,95.$$

$$\varphi_{y2} = 2,44.$$

$$\eta_1 = 1,5.$$

$$\eta = 1,6.$$

$$\eta_2 = 2.$$

### Ecuación interpolación lineal.

$$\varphi_y = \varphi_{y1} + \left( \frac{\varphi_{y2} - \varphi_{y1}}{\eta_2 - \eta_1} \right) (\eta - \eta_1) \quad (3.7)$$

$$\varphi_y = 1,82 + \left( \frac{1,92 - 1,82}{2 - 1,5} \right) (1,6 - 1,5)$$

$$\varphi_y = 2,05$$

Con la siguiente ecuación se determina el espesor de la placa. (Arrizabalaga, año 2001, pág. 225).

$$e = \sqrt{\frac{\varphi_y * q * \left(\frac{b}{2}\right)^2}{\sigma_Y}} \quad (3.8)$$

Donde:

e: Espesor: (mm).

q: Carga:  $2,96 \times 10^{-4} \left( \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right)$ .

b: Ancho: 633 (mm).

$\sigma_Y$ : Esfuerzo admisible:  $21 \left( \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right)$ .

$\varphi_y$ : Factor de espesor: 2,05 (Adimensional).

$$e = 1,7 \text{ mm}$$

Un modo de verificar este resultado es mediante la Norma INEN 1515 la cual en la tabla 3.2 indica los espesores que deberían tener la criba metálica según el diámetro a clasificar se debe recordar que en el capítulo 1 se determinó que el diámetro nominal del maíz para nuestro caso es de 8mm.

Tabla 3. 2 Espesores de tamiz.

TABLA 3. Características de las cribas metálicas. Tamaño nominal de las aberturas circulares Medidas preferenciales					
TAMAÑO NOMINAL mm	Variación permisible tamaño nominal mm	Distancia entre centros mm	Límites permisibles para la distancia entre centros mm	Espesor de la plancha mm	Límites permis. para el espesor de la plancha mm
*125	± 1,0	160	144 a 164	3,4	2,5 a 4,0
106	± 0,9	135	122 a 155	3,4	2,5 a 4,0
* 90	± 0,8	111	100 a 128	2,7	2,5 a 4,0
75	± 0,7	95	86 a 109	2,7	2,5 a 4,0
* 63	± 0,6	80	72 a 92	2,7	2,5 a 4,0
53	± 0,6	68	61 a 78	2,7	2,5 a 4,0
* 45	± 0,5	57	51 a 65	1,9	1,5 a 2,5
37,5	± 0,4	48	43 a 55	1,9	1,5 a 2,5
* 31,5	± 0,4	41	37 a 47	1,9	1,5 a 2,5
26,5	± 0,4	35	31 a 40	1,9	1,5 a 2,5
* 22,4	± 0,3	29	26 a 33	1,9	1,5 a 2,5
19,0	± 0,3	25	22 a 29	1,9	1,5 a 2,5
* 16,0	± 0,27	21	19 a 24	1,9	1,5 a 2,5
13,2	± 0,25	18	16 a 20	1,9	1,0 a 2,0
* 11,2	± 0,23	15	13 a 17	1,9	1,0 a 2,0
9,5	± 0,20	13	11,3 a 14,0	1,9	1,0 a 2,0
* 8,0	± 0,19	11	9,5 a 12,6	1,9	1,0 a 2,0
6,7	± 0,17	9,9	8,3 a 11,4	1,5	0,8 a 1,5
* 5,6	± 0,15	8,7	7,2 a 10,0	1,5	0,8 a 1,5
4,75	± 0,14	6,8	5,8 a 7,8	1,5	0,8 a 1,5
* 4,00	± 0,13	5,9	5,0 a 6,8	1,5	0,8 a 1,5
3,35	± 0,12	4,9	4,2 a 5,7	1,5	0,8 a 1,5

Fuente: (INEN1515, 1987).

### 3.8. Simulación de la bandeja.

Por la complejidad al momento de ingresar las cargas en el software Inventor, en el tamiz debido a las perforaciones, la simulación se lo realizará en la bandeja.

En la figura 3.4 se presenta el diseño de la bandeja, en el cual su “marco será de una material inalterable e indeformable” (INEN1515, 1987).

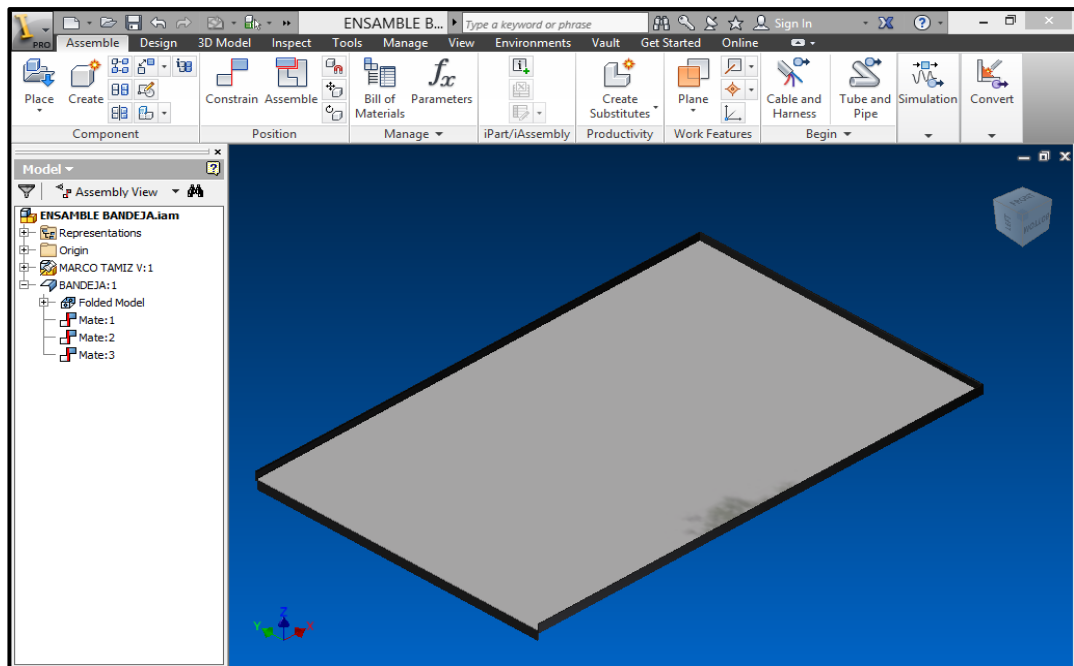


Figura 3. 4 Bandeja.

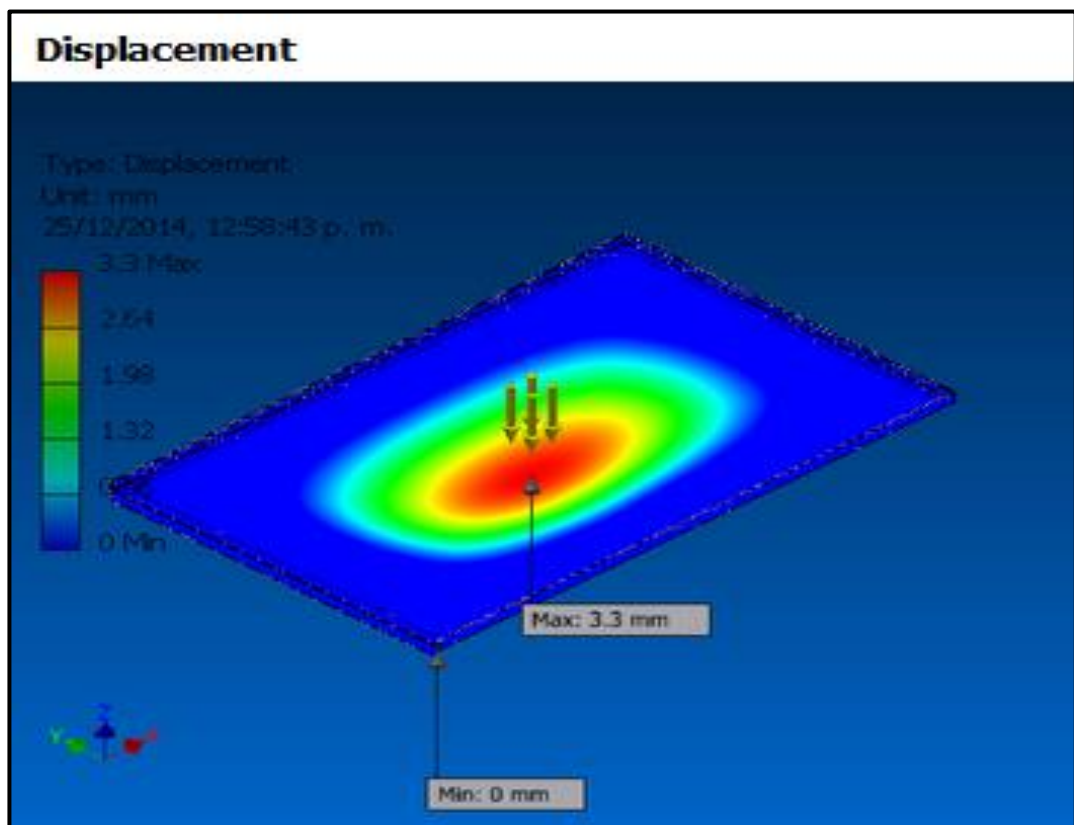


Figura 3. 5 Desplazamiento de la bandeja.

La figura 3.5 presenta el desplazamiento máximo y mínimo que soportará la bandeja cabe mencionar que la carga distribuida máxima que soportara la bandeja será de 0.003 (MPa). Además esta carga no será constante ya que a medida que la máquina trabaja el grano será desalojado.

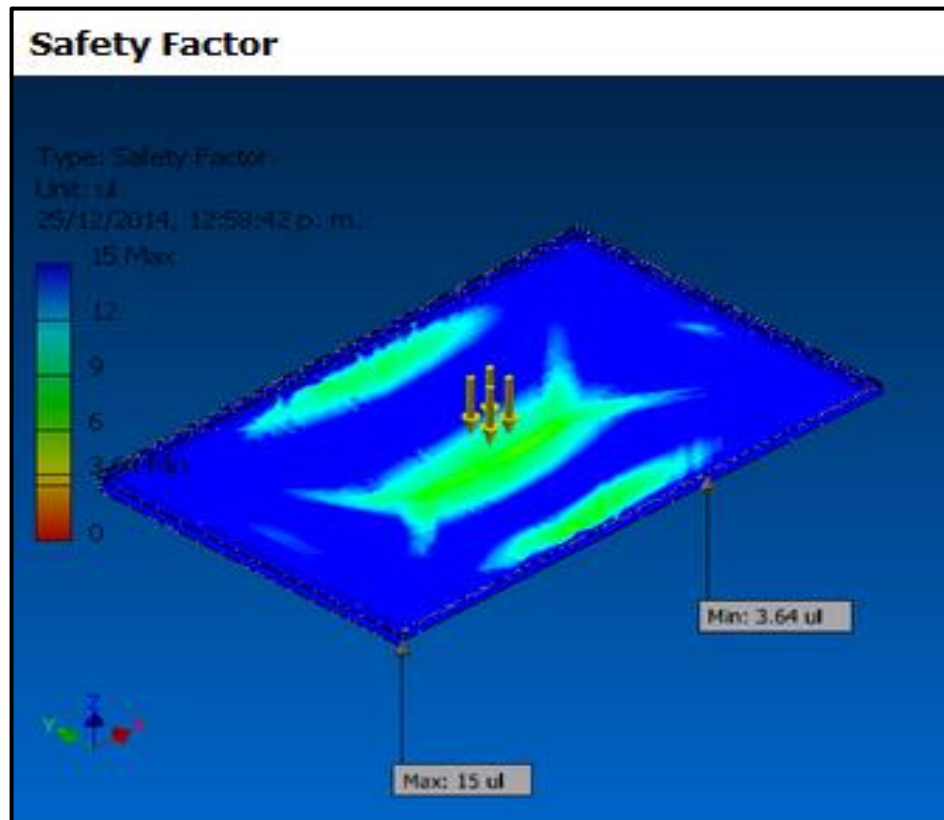


Figura 3. 6 Factor de seguridad de la bandeja.

La figura 3.6 presenta el factor de seguridad con el que trabajará la bandeja donde indican valores máximos y mínimos los cuales se encuentran dentro del rango de 1 a 10 con lo cual se puede concluir que es un diseño seguro.

### 3.8.1. Compendio de resultados:

Tabla 3. 3 Resultados de la simulación de la bandeja.

Result Summary		
Name	Minimum	Maximum
Volume	1628770 mm <sup>3</sup>	
Mass	13.079 kg	
Von Mises Stress	0.000764688 MPa	62.5564 MPa
1st Principal Stress	-19.0257 MPa	56.5223 MPa
3rd Principal Stress	-77.7839 MPa	12.8063 MPa
Displacement	0 mm	3.29983 mm
Safety Factor	3.64471 ul	15 ul
Stress XX	-27.4091 MPa	27.2549 MPa
Stress XY	-11.9988 MPa	11.9242 MPa
Stress XZ	-10.4418 MPa	10.2349 MPa
Stress YY	-55.3365 MPa	56.2208 MPa
Stress YZ	-13.0781 MPa	27.5287 MPa
Stress ZZ	-76.3937 MPa	37.9559 MPa
X Displacement	-0.0125248 mm	0.0125561 mm
Y Displacement	-0.0175792 mm	0.0178215 mm
Z Displacement	-3.29983 mm	0.000881067 mm
Equivalent Strain	0.00000000475632 ul	0.000305677 ul
1st Principal Strain	-0.00000785739 ul	0.000251117 ul
3rd Principal Strain	-0.000354367 ul	0.00000669999 ul
Strain XX	-0.000129172 ul	0.000128446 ul
Strain XY	-0.0000822831 ul	0.0000817716 ul
Strain XZ	-0.0000716055 ul	0.0000701866 ul
Strain YY	-0.000251397 ul	0.000249049 ul
Strain YZ	-0.0000896846 ul	0.00018878 ul
Strain ZZ	-0.000344833 ul	0.000154231 ul
Contact Pressure	0 MPa	119.015 MPa
Contact Pressure X	-17.9295 MPa	8.90371 MPa
Contact Pressure Y	-17.4283 MPa	20.771 MPa

La tabla 3.3 presenta los resultados arrojados por el Inventor en el cual se detalla los valores máximos y mínimos de cada uno de los factores que afectan a la bandeja.

### 3.8.2. Conclusión:

Como se puede observar en los resultados presentados por el software, el factor de seguridad se encuentra en el rango de 3.64 a 15, lo que indica un diseño seguro.

La deformación más notoria se encuentra en el eje z, con un valor máximo de 3 (mm) ubicado en el centro del tamiz, esto manifiesta el caso extremo que es donde se acumula la mayor parte de la carga de maíz pero con el movimiento vibratorio, esta carga se distribuirá uniformemente en toda la malla.

Además esta deformación se produce con una carga máxima de 62.6 (MPa).

### **3.9. Análisis de cargas de diseño en la parte móvil de la máquina.**

En el análisis de las cargas existentes en la parte móvil de la máquina se va a determinar todas las cargas que al final serán disipadas por los resortes helicoidales.

#### **3.9.1. Carga de trabajo o ciclo.**

Tabla 3. 4 Carga de trabajo o ciclo.

Carga x ciclo (kg)	187,5
Carga x ciclo (N)	1839,7

#### **3.9.2. Carga del tamiz y bandeja.**

Para el cálculo del peso de las placas se considera al tamiz como una placa sólida sin perforaciones para facilidad de cálculo y a la vez considerar una carga adicional al sistema. Para este cálculo se aplica el método práctico del catálogo de DIPAC. (Ver anexo 1F).

Con lo cual se obtienen los siguientes valores detallados en la tabla 3.5.

Tabla 3. 5 Dimensiones y pesos del tamiz y bandeja.

	Espesor calculado (mm)	Espesor catalogo (mm)	Largo (mm)	Ancho (mm)	Área (m2)	Peso (Kg)	Peso (N)
Placa tamiz	1,9	2	1000	633	0,63	<b>9,94</b>	<b>97,5</b>
Placa bandeja	1,9	2	1000	633	0,63	<b>9,94</b>	<b>97,5</b>
<b>Peso total</b>						<b>19,88</b>	<b>195</b>

### 3.9.3. Carga de los marcos de apoyos del bastidor y bandeja.

Para los marcos de apoyos del tamiz y de la bandeja recolectora del grano será seleccionado un ángulo de acero laminado en frío con las siguientes dimensiones y propiedades como indica la tabla 3.6.

Tabla 3. 6 Longitudes de los ángulos de apoyos.

ANGULOS DE ALAS IGUALES																				
DESCRIPCION									EJE X - X			EJE Y - Y			EJE U - U			EJE V - V		
	b	h	e	PESO	AREA	d1	d2	ANGULO a	lx	Wx	rx	ly	Wy	ry	lu	Wu	ru	lv	Wv	rv
	(mm)	(mm)	(mm)	(kg/m)	(cm²)	(cm)	(cm)	(°)	(cm⁴)	(cm³)	(cm)	(cm⁴)	(cm³)	(cm)	(cm⁴)	(cm³)	(cm)	(cm⁴)	(cm³)	(cm)
L 20 x 2	20	20	2	0,57	0,73	0,60	0,60	45,00	0,28	0,20	0,62	0,28	0,20	0,62	0,46	0,32	0,79	0,10	0,14	0,37
L 20 x 3	20	20	3	0,81	1,03	0,65	0,65	45,00	0,38	0,28	0,60	0,38	0,28	0,60	0,63	0,45	0,78	0,12	0,17	0,34
L 25 x 2	25	25	2	0,73	0,93	0,72	0,72	45,00	0,56	0,32	0,78	0,56	0,32	0,78	0,92	0,52	1,00	0,20	0,23	0,47
L 25 x 3	25	25	3	1,05	1,33	0,78	0,78	45,00	0,78	0,45	0,77	0,78	0,45	0,77	1,30	0,74	0,99	0,26	0,30	0,45
L 30 x 2	30	30	2	0,88	1,13	0,85	0,85	45,00	1,00	0,46	0,94	1,00	0,46	0,94	1,63	0,77	1,20	0,37	0,35	0,57
L 30 x 3	30	30	3	1,28	1,63	0,90	0,90	45,00	1,40	0,67	0,93	1,40	0,67	0,93	2,32	1,09	1,19	0,49	0,46	0,55
L 30 x 4	30	30	4	1,65	2,10	0,95	0,95	45,00	1,76	0,86	0,91	1,76	0,86	0,91	2,93	1,38	1,18	0,58	0,55	0,52
L 40 x 2	40	40	2	1,20	1,33	1,10	1,10	45,00	2,44	0,84	1,26	2,44	0,84	1,26	3,96	1,40	1,61	0,92	0,65	0,78
L 40 x 3	40	40	3	1,75	2,23	1,15	1,15	45,00	3,49	1,22	1,25	3,49	1,22	1,25	5,71	2,02	1,60	1,27	0,90	0,75
L 40 x 4	40	40	4	2,28	2,90	1,20	1,20	45,00	4,44	1,59	1,24	4,44	1,59	1,24	7,23	2,59	1,59	1,55	1,10	0,73
L 40 x 5	40	40	5	2,77	3,54	1,25	1,25	45,00	5,29	1,92	1,22	5,29	1,92	1,22	8,80	3,11	1,58	1,77	1,25	0,71

Fuente: (INEN1623, 2009)

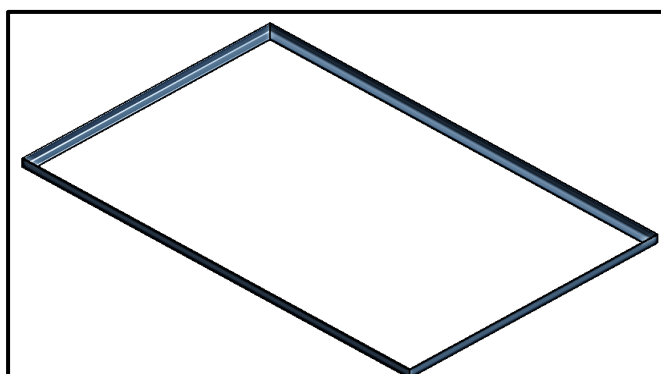


Figura 3. 7 Marco de apoyo del tamiz y bandeja.



En la figura 3.7 se presenta el diseño del marco para las distintas placas como son el tamiz y bandeja, adicional a esto la tabla 3.7 presenta las longitudes y pesos de los marcos respectivamente.

Tabla 3. 7 Peso de diseño del marco de soporte.

	Longitud (m)	espesor (mm)	n° varillas	Total (m)	Peso (kg/m)	Peso (Kg)	Peso (N)
Largo	1	3	2	2	0,81	1,62	15,9
Ancho	0,633	3	2	1,27	0,81	1,03	10,1
Total 1 marco						2,7	26
<b>Total 2 marcos</b>						<b>5,3</b>	<b>52</b>

#### 3.9.4.Diseño y peso del bastidor

El bastidor es una de las partes primordiales de la máquina por tal motivo se hace referencia a los siguientes aspectos importantes.

- **Rigidez:** El bastidor deberá ser rígido para conseguir la protección del ser humano y de las mismas partes ya que en él se alojara el tamiz y la bandeja como el producto a ser clasificado.
- **Resistencia:** deberá resistir a todos los esfuerzos de tracción y de corte con el fin de evitar rupturas en el bastidor.
- **Aspecto:** deberá verse bien a los ojos, la estética es muy importante.

#### **MATERIAL:**

Lámina de acero: A-36 de 3mm de espesor.

#### **DIMENSIONES:**

Ancho: 641mm      Largo: 1004mm      Alto: 410mm

En la figura 3.8 se presenta el bastidor móvil de la máquina el cual posee una tolva para el alojamiento del grano, además proporciona seguridad de desbordamiento del producto.

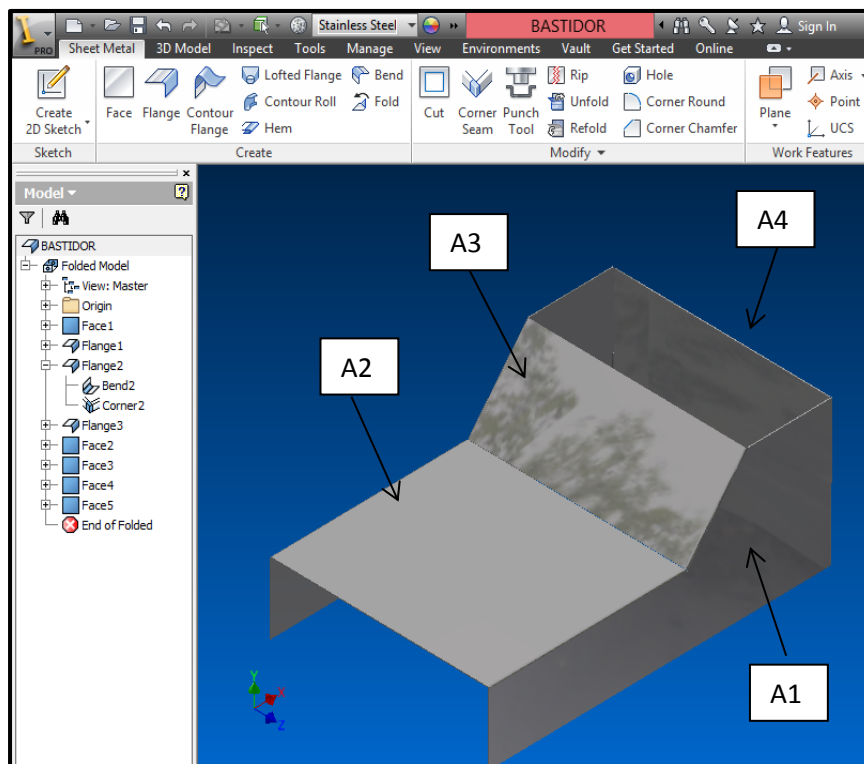


Figura 3. 8 Bastidor móvil.

Con la ayuda del Inventor se procede a encontrar las áreas determinadas en la figura 3.8, y se determina los pesos con el método práctico de DIPAC.

Tabla 3. 8 Peso del bastidor móvil.

	Área (mm <sup>2</sup> )	Espesor (mm)	Total placas	Peso(Kg)	Peso total(Kg)	Peso total (N)
A1	269214	3	2	6.34	12.68	124.39
A2	370059	3	1	8.71	8.71	85.49
A3	175173	3	1	4.13	4.13	40.47
A4	261990	3	1	6.17	6.17	60.53
<b>PESO DEL BASTIDOR</b>					<b>31.69</b>	<b>310.88</b>

### 3.9.5. Diseño y peso del porta moto-vibradores.

Se necesita llegar a establecer un movimiento del grano “unidireccional horizontal”, se sabe también que para llegar a conseguir este movimiento se necesita de dos moto-vibradores ubicados a un determinado ángulo de incidencia (i).

Para esto se establece un ángulo de incidencia según el proceso y utilidad. Se establece un ángulo de incidencia de  $45^\circ$  como se indica en la figura 3.9.

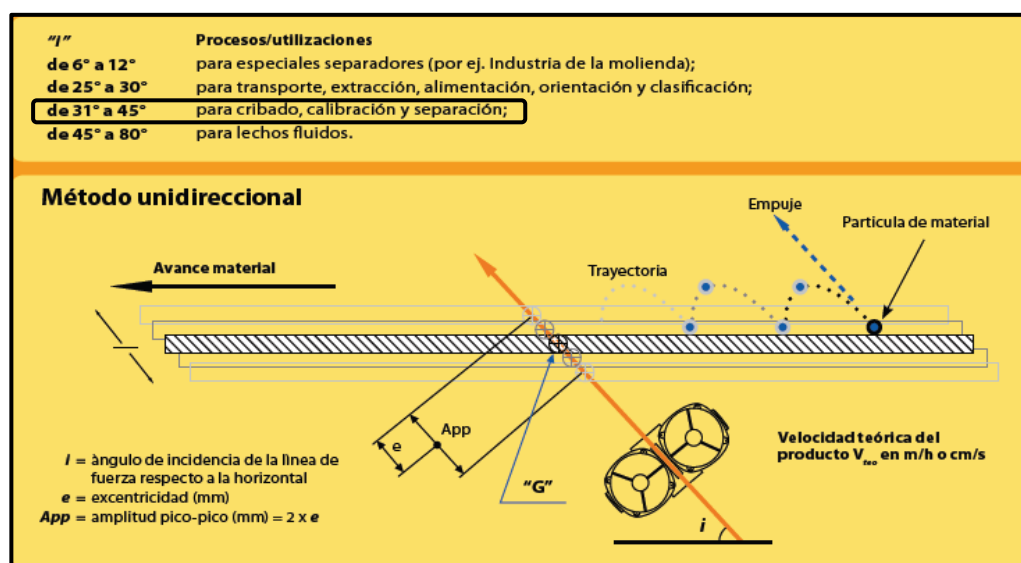


Figura 3. 9 Ángulo de incidencia.

Fuente: (italvibras, 2014).

Se procede a calcular el peso, aplicando el método práctico de DIPAC y con la ayuda del Inventor para el cálculo de las áreas, el detalle de los cálculos se indica en la tabla 3.9.

Tabla 3. 9 Peso del porta moto-vibrador.

	Área (mm <sup>2</sup> )	Espesor (mm)	Total placas	Peso total(Kg)	Peso total (N)
A1	203133	3	1	5.00	49.00
A2	277917	3	1	7.00	69.00
<b>PESO DEL BASTIDOR</b>				<b>10,11</b>	<b>118.00</b>

### 3.10. Diseño de la bancada de la máquina.

Para el diseño de la bancada primero se determina la carga máxima que soporta, en la tabla 3.10 se detalla el resumen de las cargas existentes

Tabla 3. 10 Cargas concentradas en la bancada.

<b>CARGA CONCENTRADA EN LA BANCADA</b>			
		[Kg]	[N]
Peso del maíz	Pm	187.5	1839
Peso del tamiz y bandeja	Pt = Pb	20	196.2
Peso de los apoyos total 2	Ps	5.3	51.9
Peso del bastidor.	Pbas	31.67	310.8
Peso del porta moto-vibrador	Ppv	10.11	118
Peso estimado moto-vibradores total 2	Pv	20	196.2
<b>PESO TOTAL SOBRE LA BANCADA</b>		<b>274.58</b>	<b>2712.1</b>

#### Selección del perfil adecuado.

Se procede al análisis de un solo perfil por cuestiones de diseño se realiza el análisis del perfil de mayor longitud.

##### 3.10.1. Carga distribuida en el perfil de la bancada.

Es la carga de todos los pesos a excepción del peso del porta moto-vibrador y de los moto-vibradores.

$$P_a = \frac{2398 \text{ [N]}}{0,633 \text{ [m}^2\text{]}} = 3788,3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad (3.9)$$

Carga distribuida sobre el largo de la bancada.

$$P_{dp} = 3788,3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 1\text{m}$$

$$P_{dp} = 3788,3 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

##### 3.10.2. Carga puntual en el perfil de la bancada.

Es el peso del porta moto-vibrador y de los pesos estimados de los moto-vibradores.

$$P_z = 314,2 \text{ N}$$

Se divide para cuatro ya que son dos perfiles 150 X 50 X3 [mm] como se indica en la figura 3.10.

$$P_z = 79 \text{ N}$$

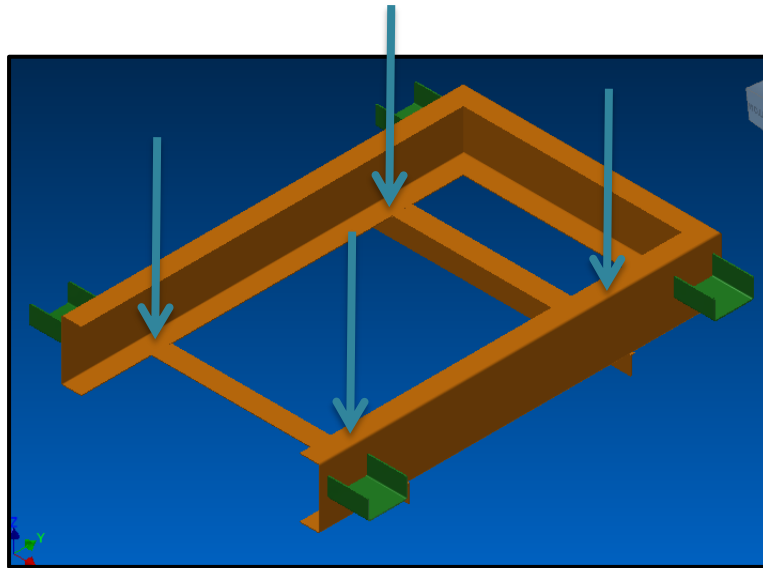


Figura 3. 10 Bancada de la máquina.

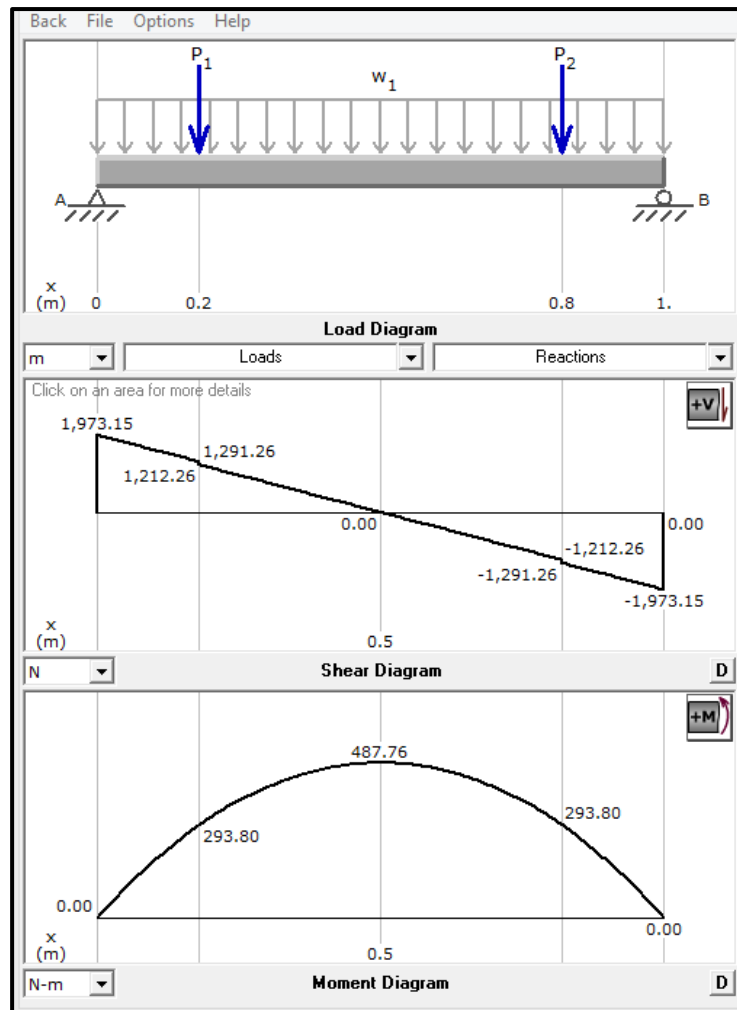


Figura 3. 11 Diagrama de corte y momento flector.

Fuente: (Mdsolid)

Donde:

$M_{max} = 488 \text{ N.m}$ , se determina el módulo de sección: (Hibbeler, Mecánica de materiales, 1998):

$$S_x = \frac{M_{max}}{0,6 S_y} \quad (3.10)$$

Se trabaja con acero A-36 ( $S_y = 36 \text{ ksi} = 248 \text{ MPa}$ ):

$$S_x = \frac{488 \text{ N.m}}{0,6 (248 \times 10^6 \text{ N/m}^2)} = 3,28 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$S_y$  = límite de fluencia.

$$S_x = 3,28 \text{ cm}^3$$

Se busca un perfil C con estas características:

Tabla 3. 11 Perfil U de la bancada

DIMENSIONES			PESOS		SECCION	TIPOS						
A	B	e	6 metros	1 metro		EJE X-X			EJE Y-Y			
mm	mm	mm	kg	kg	cm <sup>2</sup>	I	W	I	I	W	I	x
						cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm
40	25	2	7.86	1.31	1.67	4.20	2.10	1.59	1.06	0.62	0.80	0.79
50	25	2	8.82	1.47	1.87	7.06	2.83	1.94	1.13	0.63	0.78	0.72
50	25	3	12.72	2.12	2.70	9.70	3.88	1.89	1.57	0.91	0.76	0.77
60	30	2	10.62	1.77	2.26	12.50	4.16	2.35	2.00	0.93	0.94	0.85
60	30	3	15.54	2.59	3.30	17.50	5.85	2.31	2.84	1.34	0.93	0.89
125	80	8	99.30	16.55	20.69	493.02	78.88	4.88	130.27	24.30	2.50	2.64
125	80	10	120.96	20.16	25.21	576.62	92.25	4.78	154.19	29.31	2.47	2.74
150	50	2	22.92	3.82	4.87	159.00	21.10	5.71	10.90	2.80	1.50	1.09
150	50	3	33.96	5.66	7.20	230.00	30.70	5.65	15.90	4.11	1.49	1.13
150	50	4	44.84	7.44	9.47	297.00	39.80	5.60	20.50	5.38	1.47	1.17
150	50	5	55.02	9.17	11.70	359.00	47.90	5.55	24.80	6.55	1.46	1.22

Fuente: (DIPAC, 2013).

El perfil C, que más se acerca es C50x25x3, pero las dimensiones para el uso del mismo son muy pequeñas, por lo que se selecciona un perfil de mayor dimensión el cual sea más fácil el trabajo con el maíz, por lo que escogemos un C150x50x4.

### 3.10.3. Simulación del perfil de la bancada:

Se calcula el momento de inercia de la viga con la ayuda del AutoCad Mechanical como se indica en la figura 3.12, posterior a esto se simula la carga para determinar la flexión, figura 3.13.

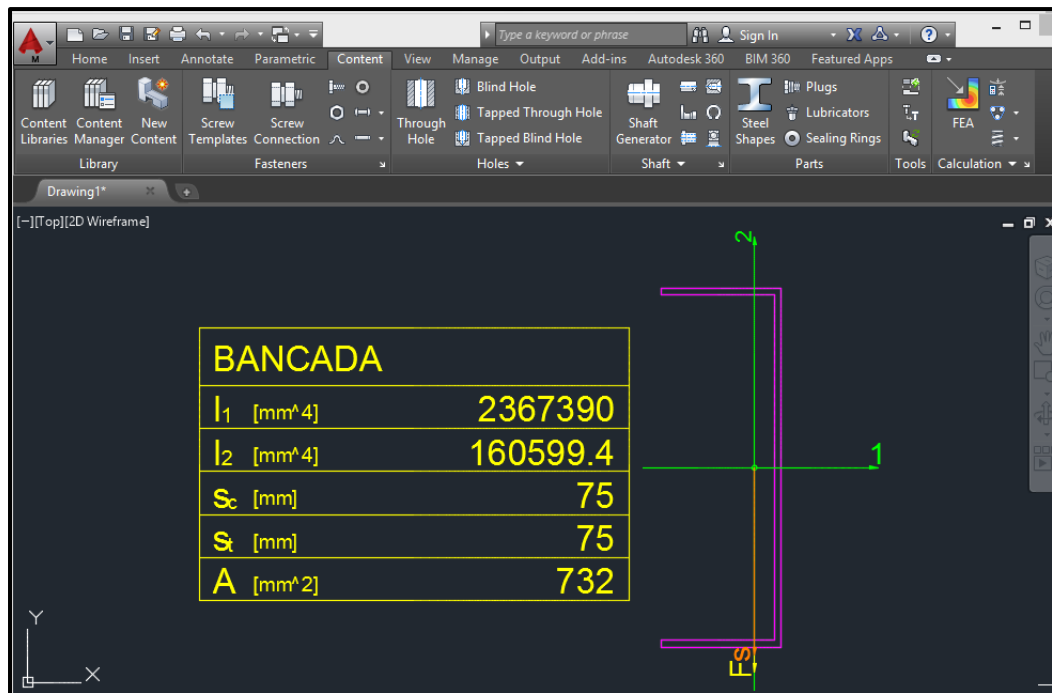


Figura 3. 12 Momento de inercia bancada

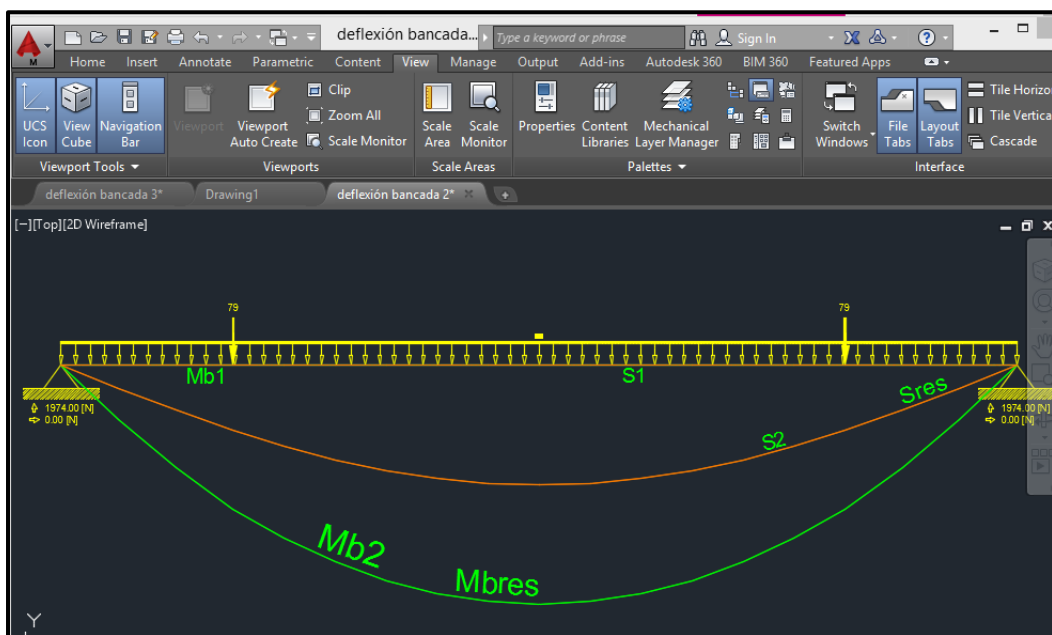


Figura 3. 13 Deflexión bancada.



### 3.10.4. Compendio de resultados:

Tabla 3. 12 Resultados de la simulación del bastidor.

DEFLEXION BANCADA			
Moment of Inertia	I1	[mm^4]	2367390
Moment of Inertia	I2	[mm^4]	160599.4
Moment of Inertia	Ieff	[mm^4]	2367390
Max. Border Dist.		[mm]	75
Safety Factor			14.7486
Yield Point		[N/mm^2]	228
E-Modulus		[N/mm^2]	199948
Material			Steel Structural Common
Max.Deflection	S1	[mm]	0.051006 E-16
Max.Bending Moment	Mb1	[Nm]	0.0171 E-12
Max.Deflection	S2	[mm]	0.107847
Max.Bending Moment	Mb2	[Nm]	487.97
Max.Stress	Res.	[N/mm^2]	15.459
Max.Deflection	Sres	[mm]	0.107847
Max.Bending Moment	Mbres	[Nm]	487.97
Scale for Defl. Line			1159:1
Scale for Bending Mom. Line			1:1.9519

Se compara la deflexión calculada con la deflexión admisible:

$$[\delta] = \frac{L}{400} = \frac{1000}{400} = 2,5 \text{ mm} \quad (3.11)$$

$$0,307 \text{ mm} < 2,5 \text{ mm}$$

### Conclusión:

Si bien en los resultados que arroja el programa se puede visualizar un factor de seguridad en el cual no existe falla por deflexión ni por resistencia, adicional a esto en la selección del perfil se consideró que debe tener la altura establecida para la separación del tamiz y la bancada.

Además se tiene una deflexión máxima de 0,107 (mm) respecto al eje vertical.

### 3.11. Diseño del resorte.

Los resortes a diseñar son cuatro pero por la disposición simétrica de los mismos, se procederá a diseñar un resorte, para el 25% de la carga total, siguiendo el siguiente procedimiento:

La carga total que soportan los cuatro resortes es:

El peso total sobre la bancada = 276,58 (Kg) = 2712 (N).

El peso de la bancada = 18,3 (Kg) = 180 (N).

#### 3.11.1. Diseño estático del resorte.

Análisis de cargas:

$P_t = 2892$  (N)                      Fuerza total.

$P_{rs} = 2892$  (N)                      Fuerza inicial en los 4 resortes.

$P_{rs} = 723$  (N)                      Fuerza inicial en un resorte.

Se asume que no existen cargas de impacto ya que la alimentación del grano se lo hará mediante una tolva.

Recomendaciones para el diseño el índice del resorte es: (Budynas & Nisbett, 2006).

$$\frac{D}{d} > 4$$

$$0,35 S_{ut} \leq S_{sy} \leq 0,52 S_{ut}$$

Elección de material: (Budynas & Nisbett, 2006, pág. 506).

Donde:

$S_{ut}$ : Resistencia última de tensión: (MPa).

$S_{sy}$ : Esfuerzo de fluencia a la tensión: (MPa) .

Se selecciona un acero ASTM A232 (AISI 6150), ya que este tipo de acero es recomendado cuando se trabaja a fatiga.

Características de acero ASTM 232 (Budynas & Nisbett, 2006, pág. 510).

$$E = 203,4 \text{ (GPa)}$$

$$G = 77,2 \text{ (GPa)}$$

$$S_y = 412,3 \text{ (MPa)}$$

(Budynas & Nisbett, 2006, pág. 510) (<http://www.efunda.com>, 2010).

Esfuerzo último del material (Budynas & Nisbett, 2006, pág. 507).

Se procede a determinar la resistencia última de tensión mediante los parámetros de las propiedades del material del resorte (Ver anexo 1H).

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (3.12)$$

Donde:

A: Intersección.

m: pendiente.

d: Diametro del alambre.

$S_{ut}$ : Resistencia última de tensión.

$$S_{ut} = \frac{2005}{d^{0,168}} \quad (3.13)$$

Para estimar el diámetro del alambre se realiza el siguiente análisis:

Rango de diámetros de alambre (mm) =  $0,8 \leq d \leq 12$  . (Budynas, 2008, pág. 502).

En la tabla 3.13 se detalla valores en los cuales se puede estimar un diámetro de alambre adecuado, tomando en cuenta estar en el margen de valores para el índice del resorte (C)

Tabla 3. 13 Diámetro del alambre.

Diámetro del resorte (mm)	Diámetro de alambre (mm)	Índice del resorte $4 < C < 12$	Estatus
10	0,8	12,50	falla
12	1,1	10,91	Ok
14	1,4	10,00	Ok
16	1,7	9,41	Ok
18	2	9,00	Ok
20	2,3	8,70	Ok
22	2,6	8,46	Ok
24	2,9	8,28	Ok
26	3,2	8,13	Ok
28	3,5	8,00	Ok
30	3,8	7,89	Ok
32	4,1	7,80	Ok
34	4,4	7,73	Ok
36	4,7	7,66	Ok
38	5	7,60	Ok
40	5,3	7,55	Ok
42	5,6	7,50	Ok
44	5,9	7,46	Ok
46	6,2	7,42	Ok
48	6,5	7,38	Ok
50	6,8	7,35	Ok
52	7,1	7,32	Ok
54	7,4	7,30	Ok
56	7,7	7,27	Ok
58	8	7,25	Ok
<b>60</b>	<b>8,0</b>	<b>7,50</b>	<b>Ok</b>
62	8,6	7,21	Ok
64	8,9	7,19	Ok
66	9,2	7,17	Ok
68	9,5	7,16	Ok
70	9,8	7,14	Ok
72	10,1	7,13	Ok
74	10,4	7,12	Ok
76	10,7	7,10	Ok
78	11	7,09	Ok
80	11,3	7,08	Ok
82	11,6	7,07	Ok
84	11,9	7,06	Ok
86	12,2	7,05	Ok

88	12,5	7,04	Ok
90	12,8	7,03	Ok
92	13,1	7,02	Ok
94	13,4	7,01	Ok
96	13,7	7,01	Ok
98	14	7,00	Ok
100	14,3	6,99	Ok
102	14,6	6,99	Ok
104	14,9	6,98	Ok
106	15,2	6,97	Ok
108	15,5	6,97	Ok
110	15,8	6,96	Ok
112	16,1	6,96	Ok
114	16,4	6,95	Ok

Se prueba con D= 60 mm; d= 8 mm; C= 7,5 reemplazando en la ecuación 3.13.

$$S_{ut} = \frac{2005}{8^{0,168}} = 1413,8 \text{ (MPa)}$$

Se calcula  $S_{sy}$  (Budynas & Nisbett, 2006, pág. 507)

$$S_{sy} = \tau_{all} = 0,56 S_{ut} \quad (3.14)$$

$$S_{sy} = 0,56 (1413,8 \text{ MPa})$$

$$S_{sy} = \mathbf{791,7 \text{ (MPa)}}$$

Donde:

$S_{sy}$ : Esfuerzo de fluencia a la torsion: (MPa)

$\tau_{all}$ : Esfuerzo cortante: (MPa)

Se calcula  $K_B$

$$K_B = \frac{4C+2}{4C-3} \quad (3.15)$$

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3} = \frac{4(7,5) + 2}{4(7,5) - 3}$$

$$K_B = \mathbf{1,18}$$

Donde:

$K_B$ : Factor de corrección del efecto de la curvatura: [Adimensional]

De donde la carga estática correspondiente a la resistencia a la fluencia es:

$$F_s = \frac{S_{sy}\pi d^3}{8K_B D} \quad (3.16)$$

$$F_s = \frac{S_{sy}\pi d^3}{8K_B D} = \frac{(791,7 \times 10^6 \text{ MPa}) \cdot (8 \times 10^{-3} \text{ m})^3 \cdot \pi}{8(1,18)(0,06 \text{ m})}$$

$$F_s = 2248,6 \text{ N}$$

Donde:

$F_s$ : Carga Estática: (N)

$S_{sy}$ : Esfuerzo de fluencia a la torsión: (MPa)

$d$ : Diámetro del alambre: (m)

$K_B$ : Factor de corrección de efecto de curvatura: (Adimensional)

$D$ : Diámetro del resorte: (m)

Esta fuerza se debe comparar con la carga total que soportará cada resorte.

$F_o = 723 \text{ (N)}$  Fuerza inicial para un resorte.

$F_s = 2248,6 \text{ (N)}$  Carga estática para un resorte.

Como se puede observar la carga estática correspondiente al análisis de un resorte es mayor que la carga inicial, lo que indica que el resorte no falla por carga estática. Realizando el siguiente análisis se determina el factor de seguridad del resorte trabajando a carga estática.

$$F.S = \frac{\text{Carga estatica}}{\text{Carga inicial en el resorte}} \quad (3.17)$$

$$F.S = 3$$

### 3.11.2. Simulación del resorte mediante carga estática.

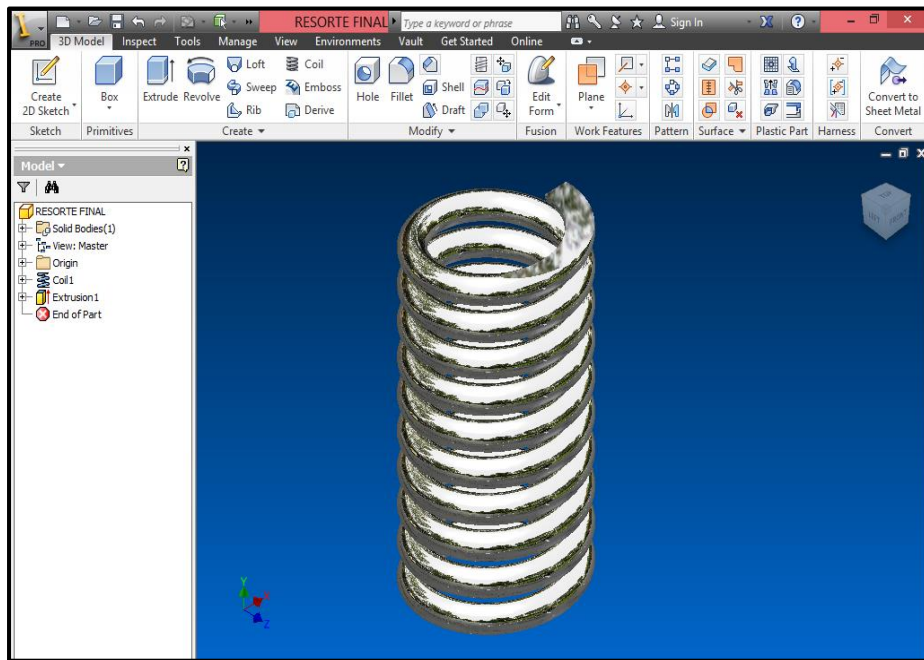


Figura 3. 14 Resorte helicoidal.

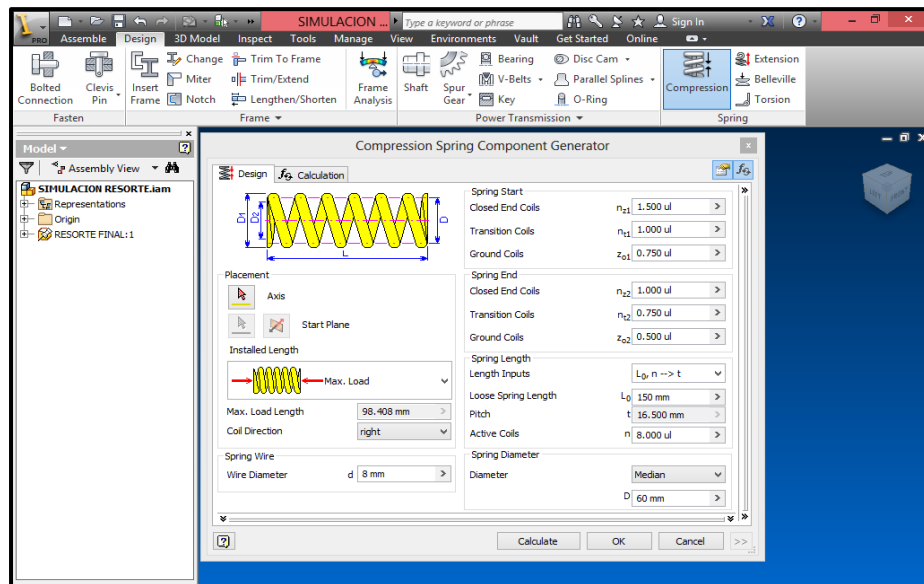


Figura 3. 15 Resorte helicoidal de compresión.

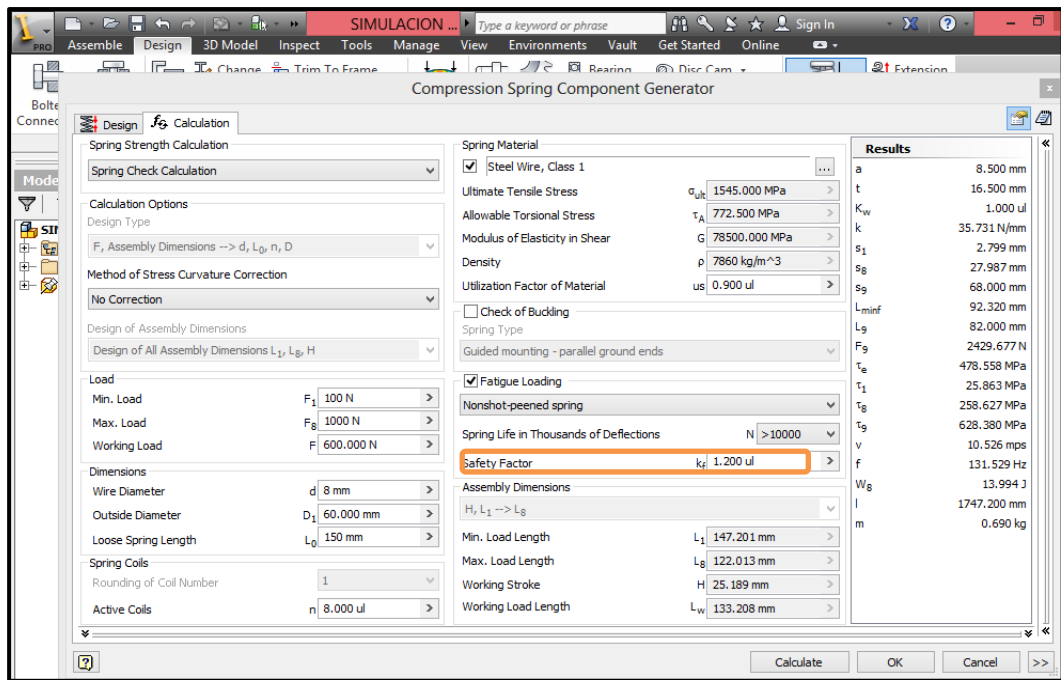


Figura 3. 16 Detalle de cargas en el resorte.

### Compendio de resultados:

Tabla 3. 14 Resultado del resorte sometido a carga estática.

Results	
a	8.500 mm
t	16.500 mm
$K_w$	1.000 ul
k	35.731 N/mm
$s_1$	2.799 mm
$s_8$	27.987 mm
$s_9$	68.000 mm
$L_{minf}$	92.320 mm
$L_9$	82.000 mm
$F_9$	2429.677 N
$\tau_e$	478.558 MPa
$\tau_1$	25.863 MPa
$\tau_8$	258.627 MPa
$\tau_9$	628.380 MPa
v	10.526 mps
f	131.529 Hz
$W_8$	13.994 J
l	1747.200 mm
m	0.690 kg



Donde:

a: Espacio entre las hileras del resorte libre: (mm)

t: Paso del resorte libre: (mm)

K: Constante del resorte:  $\left(\frac{\text{N}}{\text{mm}}\right)$

F<sub>9</sub>: Límite de carga del resorte: (N)

W<sub>8</sub>: Energía de deformación: ( J )

### **Conclusión:**

Como se puede observar, se tiene un límite de carga máximo de 2429,677 [N], que arroja el programa, los cálculos realizados a mano registran un valor de carga máxima de 2248,6 [N], esto da un margen de error del 7% con un diseño efectivo del resorte.

### **3.11.3. Cálculo de la deformación del resorte.**

Cálculo de la constante del resorte (Budynas & Nisbett, 2006)

$$y_s = \frac{F}{k} \quad (3.18)$$

Donde:

y<sub>s</sub>: Deformacion del resorte: (mm)

F: Fuerza aplicada a cada resorte (N)

k: Constante del resorte:  $\left(\frac{\text{N}}{\text{mm}}\right)$

Se tiene un proceso de vibración donde la amplitud de vibración se genera por medio de los moto-vibrador con rangos variables de amplitud de vibración que depende de la velocidad de giro y de la excentricidad de su masa.

Estos rangos varían desde:  $\approx 10^{-4}$  m (Gil, Ros, Zabala, Pintor, & Zurita, 2010) hasta 0,019 m (19 mm) (TECNO, 2012)

Con el valor de la constante encontrada en el software calcularemos la deformación del resorte:  $k = 35,731 \text{ N/mm} = 35731 \text{ N/m}$  reemplazando los valores en la ecuación 3.18.

$$y_s = \frac{723 \text{ N}}{35,731 \text{ N/mm}}$$

$$y_s = 20,2 \text{ (m m)}$$

Esta deformación calculada será la deformación con la que el resorte trabaja cuando está a máxima carga.

Se analiza con la ayuda de Autodesk Inventor, variando el diámetro de alambre. Se calcula nuevos valores de la constante  $k$  para poder determinar valores de deformación del alambre como se muestra en la tabla 3.15.

Tabla 3. 15 Deformación del resorte respecto a constante K.

F (N)	D (mm)	d (mm)	k (N/mm)	k (N/m)	C	ys (mm)
723	60	6	10.01	10010	10,0	72.23
723	60	8	35.7	35731	7,50	20.25
723	60	10	98.13	98130	6,0	7.37
723	60	11	152.54	152540	5,45	4.74
723	60	12	229.98	229980	5,00	3.14

Se selecciona los parámetros resaltados ya que están dentro del rango de diámetro de alambre y es más conveniente trabajar con la deformación más pequeña posible ya que si la deformación es más grande el grano “saltará” y podría caer fuera de la máquina.

De la simulación se tiene que el número de espiras activas del resorte ( $N_a$ ) es 8, se recomienda  $3 \leq N_a \leq 15$  (Budynas & Nisbett, 2006), para aplicaciones importantes, los resortes siempre deben estar a escuadra y esmerilados porque se

obtiene una mejor transferencia de carga, con lo que se calcula los parámetros del resorte. (Ver anexo 1I).

En la tabla 3.16 se detalla los valores determinados de los parámetros del resorte.

Tabla 3. 16 Parámetros del resorte.

Espiras activas ( $N_a$ )	8
Diámetro de alambre ( $d$ )(mm)	11
Espiras totales ( $N_t$ )	10
Longitud libre ( $L_o$ )(mm)	150
Longitud solida ( $L_s$ )(mm)	110
Paso ( $p$ )	16

#### 3.11.4. Análisis del resorte a fatiga.

En la tabla 3.17 se indican las cargas que actúan en los resortes, el análisis se lo desarrollará en un solo resorte por facilidad de cálculo.

Tabla 3. 17 Cargas en el resorte.

Fuerza debido a la carga	1839 (N)	$F_c$	
Fuerza debido a la carga para 1 resorte	<b>460 (N)</b>	$F_r$	
Fuerza debida al peso de los elementos sin la carga de maíz	1469 (N)	$F_p$	Fuerza mínima (4 resortes)
Fuerza debida al peso de los elementos sin la carga de maíz para 1 resorte.	<b>367 (N)</b>	$F_{p1}$	<b>Fuerza mínima (1 resorte)</b>
Fuerza para un resorte con carga de maíz y elementos.	<b>827 (N)</b>	$F_o$	<b>Fuerza máxima</b>

Se calcula la Fuerza media ( $F_m$ ) y la Fuerza amplitud ( $F_a$ ) (Budynas & Nisbett, 2006), entonces se establece los valores de las fuerzas:  $F_{max} = 827 \text{ N}$ ;  $F_{min} = 367 \text{ N}$ ;  $F_i = 367 \text{ N}$ .

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} \quad (3.19)$$

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \quad (3.20)$$

Donde:

$F_m$ : Fuerza media: (N)

$F_a$ : Fuerza amplitud: (N)

$F_{\max}$ : Fuerza maxima: (N)

$F_{\min}$ : Fuerza minima: (N)

La tabla 3.18 presenta los valores de la fuerza media y fuerza amplitud determinados mediante las ecuaciones 3.19 y 3.20 correspondientemente.

Tabla 3. 18 Fuerza media y fuerza amplitud.

<b>Fmax (N)</b>	<b>Fmin (N)</b>	<b>Fm (N)</b>	<b>Fa (N)</b>
827	367	597	230

Para el análisis a fatiga es necesario calcular los esfuerzos: alternante, medio e inicial.

$$\tau_a = K_w \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad (3.21)$$

$$\tau_m = K_w \frac{8F_m D}{\pi d^3} \quad (3.22)$$

$$\tau_i = K_s \frac{8F_i D}{\pi d^3} \quad (3.23)$$

Donde:

$\tau_a$ : Esfuerzo alternante: (MPa)

$\tau_m$ : Esfuerzo cortante medio: (MPa)

$\tau_i$ : Esfuerzo cortante inicial: (MPa)

$K_w$ : Factor de Wahl: (Adimensional)

$K_s$ : Factor de corrección del esfuerzo cortante: (Adimensional)

Según (Budynas & Nisbett, 2006), se recomienda para el cálculo de los esfuerzos alternante y medio, usar el factor de Wahl ( $K_w$ ) y para el esfuerzo inicial se recomienda usar el factor de corrección por corte ( $K_s$ ):

$$K_w = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} \quad (3.24)$$

$$K_s = \frac{2C+1}{2C} \quad (3.25)$$

Donde:

$C = \text{índice del resorte} = 5,45$ .

$$K_w = 1,3$$

$$K_s = 1,1$$

Al reemplazar estos valores en las formulas de los esfuerzos, alternante, medio e inicial se tiene:

Datos:

$$D = 0,06 \text{ (m)}$$

$$d = 0,011 \text{ (m)}$$

$$F_m = 597 \text{ (N)}$$

$$F_a = 230 \text{ (N)}$$

$$F_i = 367 \text{ (N)}$$

$$\tau_m = 89,1 \text{ (MPa)}$$

$$\tau_a = 34,32 \text{ (MPa)}$$

$$\tau_i = 46,34 \text{ (MPa)}$$

Se trabaja con el criterio de Goodman modificado: (Budynas & Nisbett, 2006, pág. 291),

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (3.26)$$

Donde:

$n$ : Factor de seguridad del resorte a fatiga.

$S_{ut}$ : Resistencia ultima de tension = 1340,2 MPa. (Para diámetro de 11 mm)

Se toma como referencia, los valores del límite a fatiga teórico (Budynas & Nisbett, Shigley's Mechanical Engineering Design, 2006, pág. 269)

Tabla 3. 19 Límite de resistencia a la fatiga.

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2006).

$$S'_e = 670 \text{ (MPa)}$$

Se procede a calcular los factores que modifican el límite a la fatiga, en la tabla 3.20 se encuentra detallada las fórmulas que aplica para cada una de ellas, como el valor determinado.

Tabla 3. 20 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Factor	Formula	Valor
$ka$	$k_a = aS_{ut}^b = 4,51(1340,2)^{-0,265}$	0,67
$kb$	$k_b = 1,24d^{-0,107} = 1,24(11)^{-0,107}$	0,96
$kc$	$k_c = torsión$	0,59
$kd$	$T < 250^\circ C$	1
$ke$	90% confiabilidad.	0,897
$kf$	Factor de efectos varios.	1

Donde:

$K_a$ : Factor de modificación par la condicion superficial.(Ver anexo 1K).

$K_b$ : Factor de modificación por el tamaño.(Ver anexo 1L).

$K_c$ : Factor de modificación por la carga.(Ver anexo 1M).

$K_d$ : Factor de modificación por la temperatura.

$K_e$ : Factor de confiabilidad.(Ver anexo 1N).

$K_f$ : Factor de modificación por efectos varios.

$S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en limite rotatoria.

$S_e$ : Limite de resistencia a la fatiga en la ubicación critica de una parte del resorte.

Se procede a calcular el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la geometría.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e \quad (3.27)$$

Donde:

$$S_e = 234,6 \text{ MPa.}$$

Se reemplaza en la fórmula de Goodman modificado de la ecuación 3.26.

$$\frac{34,32}{234,6} + \frac{89,1}{1340,2} = \frac{1}{n}$$

$$n = 4,6$$

### **Conclusión:**

Como se puede observar mediante los cálculos determinados se obtiene un factor de seguridad entre 1 y 10 lo que nos indica un diseño seguro lo cual el resorte no fallará por fatiga.

### **3.11.5. Análisis bajo carga cortante axial y carga cortante a torsión del resorte.**

#### **Consideraciones:**

Se tiene un resorte helicoidal de compresión hecho de alambre redondo sometido a una fuerza axial (F) y una torsional (T), donde (D) es diámetro medio del resorte y (d) el diámetro del alambre, además se presenta las reacciones en la figura 3.17 b.

Se secciona al resorte en algún punto como se indica en la figura 3.17.

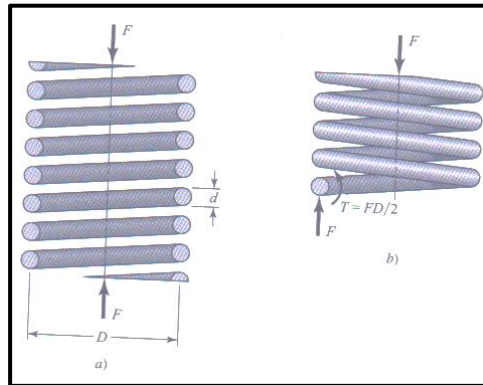


Figura 3. 17 a) Carga axial. b) Carga cortante directa y torsional.

Fuente: (Budynas, 2008).

Se determina la fuerza de torsión aplicada al resorte mediante la fórmula 3.28.

$$T = \frac{F \cdot D}{2} \quad (3.28)$$

Donde:

F: Fuerza axial = 723 (N).

D: Diametro del resorte = 60 (mm).

T: Fuerza de torsión.

### Simulación dinámica.

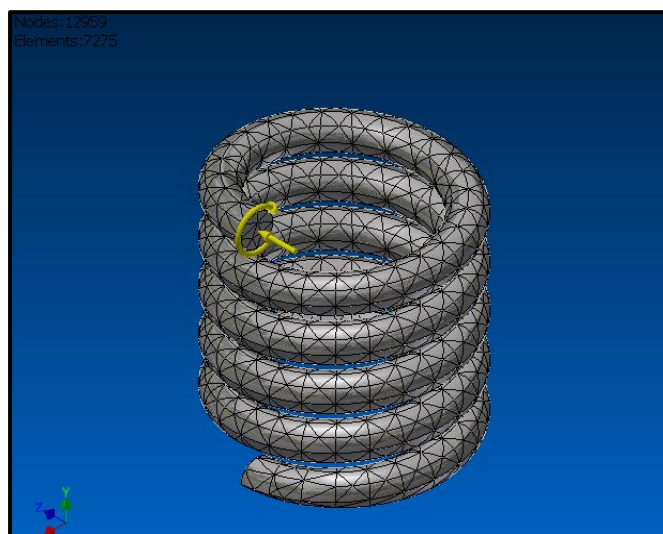


Figura 3. 18 Asignación de cargas en el resorte.



En la figura 3.19 se determina la máxima y mínima carga con la cual trabajará el resorte sometido a cargas dinámicas.



Figura 3. 19 Máxima carga en el resorte.

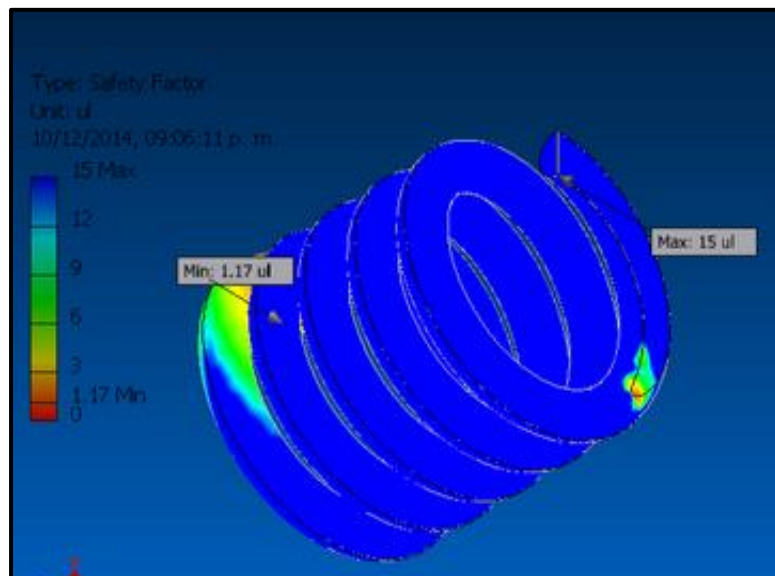


Figura 3. 20 Factor de seguridad en el resorte.

En la figura 3.20 se presenta el factor de seguridad en el cual se aprecia un diseño seguro mediante la carga cortante por torsión y carga axial ya que se encuentra en un rango de 1,17 a 15.

## Compendio de resultados.

Tabla 3. 21 Carga axial y carga torsional.

<div> <div>Operating conditions</div> <div> <div>Force:1</div> <table> <tr><td>Load Type</td><td>Force</td></tr> <tr><td>Magnitude</td><td>723.000 N</td></tr> <tr><td>Vector X</td><td>-0.000 N</td></tr> <tr><td>Vector Y</td><td>0.000 N</td></tr> <tr><td>Vector Z</td><td>723.000 N</td></tr> </table> </div> <div> <div>Moment:1</div> <table> <tr><td>Load Type</td><td>Moment</td></tr> <tr><td>Magnitude</td><td>21690.000 N mm</td></tr> <tr><td>Vector X</td><td>-0.000 N mm</td></tr> <tr><td>Vector Y</td><td>0.000 N mm</td></tr> </table> </div> </div>		Load Type	Force	Magnitude	723.000 N	Vector X	-0.000 N	Vector Y	0.000 N	Vector Z	723.000 N	Load Type	Moment	Magnitude	21690.000 N mm	Vector X	-0.000 N mm	Vector Y	0.000 N mm
Load Type	Force																		
Magnitude	723.000 N																		
Vector X	-0.000 N																		
Vector Y	0.000 N																		
Vector Z	723.000 N																		
Load Type	Moment																		
Magnitude	21690.000 N mm																		
Vector X	-0.000 N mm																		
Vector Y	0.000 N mm																		

Tabla 3. 22 Resultados de la simulación dinámica.

<div> <div>Result Summary</div> <table> <tr> <th>Name</th><th>Minimum</th><th>Maximum</th></tr> <tr><td>Volume</td><td colspan="2">88160.2 mm<sup>3</sup></td></tr> <tr><td>Mass</td><td colspan="2">0.707926 kg</td></tr> <tr><td>Von Mises Stress</td><td>0.600045 MPa</td><td>195.409 MPa</td></tr> <tr><td>1st Principal Stress</td><td>-12.7919 MPa</td><td>220.782 MPa</td></tr> <tr><td>3rd Principal Stress</td><td>-190.603 MPa</td><td>11.9371 MPa</td></tr> <tr><td>Displacement</td><td>0.00178942 mm</td><td>0.0482125 mm</td></tr> <tr><td>Safety Factor</td><td>1.16679 ul</td><td>15 ul</td></tr> <tr><td>Stress XX</td><td>-100.509 MPa</td><td>128.792 MPa</td></tr> <tr><td>Stress XY</td><td>-45.1331 MPa</td><td>62.6102 MPa</td></tr> <tr><td>Stress XZ</td><td>-93.3352 MPa</td><td>93.9259 MPa</td></tr> <tr><td>Stress YY</td><td>-119.999 MPa</td><td>111.88 MPa</td></tr> <tr><td>Stress YZ</td><td>-93.2216 MPa</td><td>74.2057 MPa</td></tr> <tr><td>Stress ZZ</td><td>-106.568 MPa</td><td>122.127 MPa</td></tr> <tr><td>X Displacement</td><td>-0.0353722 mm</td><td>0.0343063 mm</td></tr> <tr><td>Y Displacement</td><td>-0.0386541 mm</td><td>0.0313508 mm</td></tr> <tr><td>Z Displacement</td><td>-0.029423 mm</td><td>0.0363875 mm</td></tr> <tr><td>Equivalent Strain</td><td>0.0000119693 ul</td><td>0.000913395 ul</td></tr> <tr><td>1st Principal Strain</td><td>-0.00000834497 ul</td><td>0.00104852 ul</td></tr> <tr><td>3rd Principal Strain</td><td>-0.00094817 ul</td><td>-0.00000902388 ul</td></tr> <tr><td>Strain XX</td><td>-0.000480831 ul</td><td>0.000492086 ul</td></tr> <tr><td>Strain XY</td><td>-0.000309504 ul</td><td>0.000429356 ul</td></tr> <tr><td>Strain XZ</td><td>-0.000640055 ul</td><td>0.000644105 ul</td></tr> <tr><td>Strain YY</td><td>-0.000491985 ul</td><td>0.00049846 ul</td></tr> <tr><td>Strain YZ</td><td>-0.000639276 ul</td><td>0.000508873 ul</td></tr> <tr><td>Strain ZZ</td><td>-0.000482281 ul</td><td>0.00045501 ul</td></tr> </table> </div>			Name	Minimum	Maximum	Volume	88160.2 mm <sup>3</sup>		Mass	0.707926 kg		Von Mises Stress	0.600045 MPa	195.409 MPa	1st Principal Stress	-12.7919 MPa	220.782 MPa	3rd Principal Stress	-190.603 MPa	11.9371 MPa	Displacement	0.00178942 mm	0.0482125 mm	Safety Factor	1.16679 ul	15 ul	Stress XX	-100.509 MPa	128.792 MPa	Stress XY	-45.1331 MPa	62.6102 MPa	Stress XZ	-93.3352 MPa	93.9259 MPa	Stress YY	-119.999 MPa	111.88 MPa	Stress YZ	-93.2216 MPa	74.2057 MPa	Stress ZZ	-106.568 MPa	122.127 MPa	X Displacement	-0.0353722 mm	0.0343063 mm	Y Displacement	-0.0386541 mm	0.0313508 mm	Z Displacement	-0.029423 mm	0.0363875 mm	Equivalent Strain	0.0000119693 ul	0.000913395 ul	1st Principal Strain	-0.00000834497 ul	0.00104852 ul	3rd Principal Strain	-0.00094817 ul	-0.00000902388 ul	Strain XX	-0.000480831 ul	0.000492086 ul	Strain XY	-0.000309504 ul	0.000429356 ul	Strain XZ	-0.000640055 ul	0.000644105 ul	Strain YY	-0.000491985 ul	0.00049846 ul	Strain YZ	-0.000639276 ul	0.000508873 ul	Strain ZZ	-0.000482281 ul	0.00045501 ul
Name	Minimum	Maximum																																																																														
Volume	88160.2 mm <sup>3</sup>																																																																															
Mass	0.707926 kg																																																																															
Von Mises Stress	0.600045 MPa	195.409 MPa																																																																														
1st Principal Stress	-12.7919 MPa	220.782 MPa																																																																														
3rd Principal Stress	-190.603 MPa	11.9371 MPa																																																																														
Displacement	0.00178942 mm	0.0482125 mm																																																																														
Safety Factor	1.16679 ul	15 ul																																																																														
Stress XX	-100.509 MPa	128.792 MPa																																																																														
Stress XY	-45.1331 MPa	62.6102 MPa																																																																														
Stress XZ	-93.3352 MPa	93.9259 MPa																																																																														
Stress YY	-119.999 MPa	111.88 MPa																																																																														
Stress YZ	-93.2216 MPa	74.2057 MPa																																																																														
Stress ZZ	-106.568 MPa	122.127 MPa																																																																														
X Displacement	-0.0353722 mm	0.0343063 mm																																																																														
Y Displacement	-0.0386541 mm	0.0313508 mm																																																																														
Z Displacement	-0.029423 mm	0.0363875 mm																																																																														
Equivalent Strain	0.0000119693 ul	0.000913395 ul																																																																														
1st Principal Strain	-0.00000834497 ul	0.00104852 ul																																																																														
3rd Principal Strain	-0.00094817 ul	-0.00000902388 ul																																																																														
Strain XX	-0.000480831 ul	0.000492086 ul																																																																														
Strain XY	-0.000309504 ul	0.000429356 ul																																																																														
Strain XZ	-0.000640055 ul	0.000644105 ul																																																																														
Strain YY	-0.000491985 ul	0.00049846 ul																																																																														
Strain YZ	-0.000639276 ul	0.000508873 ul																																																																														
Strain ZZ	-0.000482281 ul	0.00045501 ul																																																																														

### Conclusión:

Al igual que bajo cargas estáticas y fatiga el resorte la tabla de resultados presenta un diseño optimo ya que su factor de seguridad oscila entre 1.17 y 15 lo cual indica un diseño satisfactorio.

### 3.12. Cálculo del diseño de la soldadura en los apoyos de la parte móvil de la máquina.

#### Consideraciones:

El apoyo se considera en voladizo soldado a la parte móvil de la máquina mediante soldadura a filete en la parte superior y en la parte inferior como se muestra en la figura 3.21.

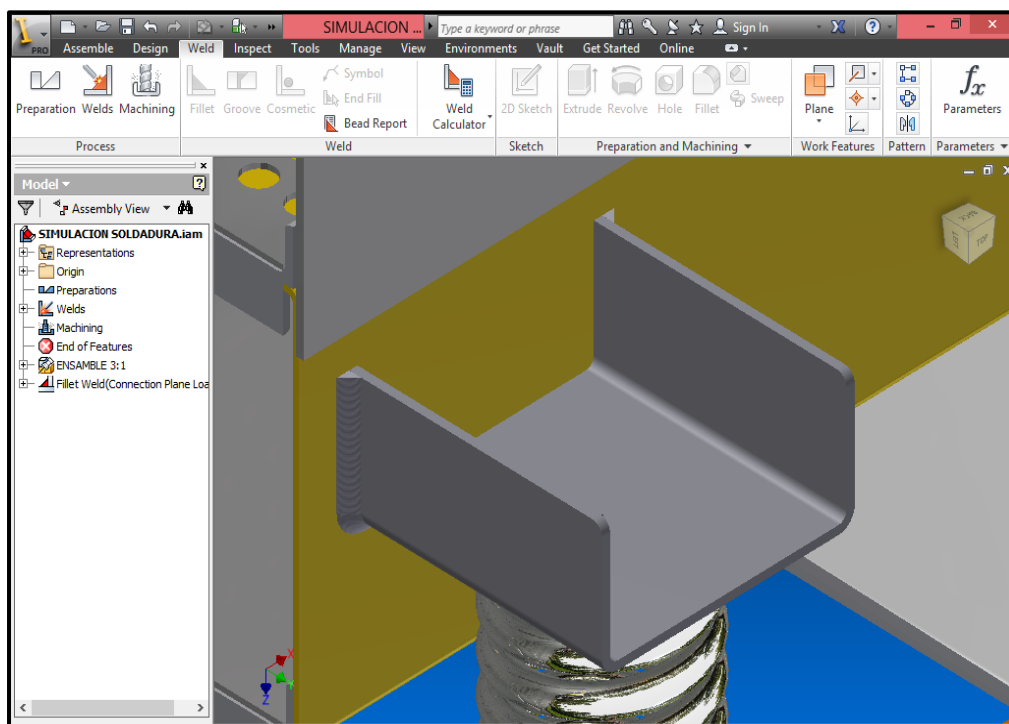


Figura 3. 21 Soldadura de filete.

En la figura 3.22, se presenta una vista frontal a detalle de cómo se desarrollara la soldadura en filete ya que es el más común en este tipo de juntas y posiblemente representa el 80% de todas las uniones soldadas por arco eléctrico.

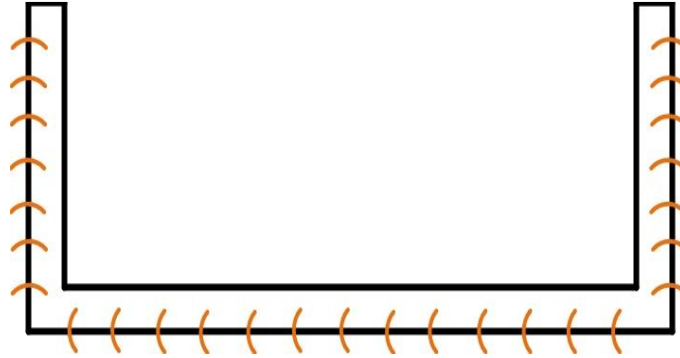


Figura 3. 22 Cordón de soldadura.

#### Diagrama del cuerpo libre:

Por motivos de cálculos el valor de la carga que soporta cada soporte se lo redondea de 723 (N) a 730 (N), ya que además se considera una carga adicional siendo recomendable para el diseño.

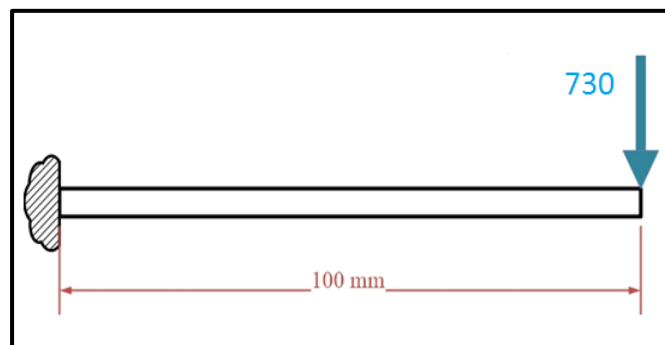


Figura 3. 23 Diagrama de cuerpo libre en el apoyo.

Se utilizan los modelos matemáticos para una junta soldada a flexión: (Budynas & Nisbett, 2006, pág. 465):

$$\text{Esfuerzo cortante principal: } \tau' = \frac{V}{A} \quad (3.29)$$

$$\text{Esfuerzo cortante secundario: } \tau'' = \frac{Mc}{I} \quad (3.30)$$

Tabla 3. 23 Fuerza y momento actuante en el apoyo móvil.

F (N)	730
M (N.m)	73

**Identificación de dimensiones:**

Se estableció un perfil C 100x50x4, con una longitud de 100 mm para el apoyo del Bastidor móvil.

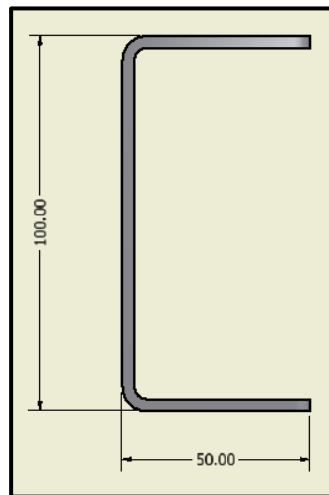
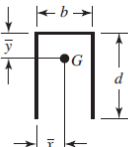


Figura 3. 24 Perfil U soporte apoyo móvil.

En la tabla 3.24 se indica las propiedades de una soldadura en todo su contorno donde se encuentra el área de la garganta (A), la ubicación del centroide o grupo de soldaduras (G) y el segundo momento unitario del área ( $I_u$ ).

Tabla 3. 24 Propiedades flexionantes de soldadura de filete.

Bending Properties of Fillet Welds\*

Weld	Throat Area	Location of G	Unit Second Moment of Area
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$

Fuente: (Budynas, 2008, pág. 466).

Tabla 3. 25 Dimensiones del soporte móvil.

d (mm)	50
b(mm)	100
h (mm)	5

Donde:

d: Altura de la viga = 50 mm

b: Luz de la viga = 100 mm

h: Garganta de la soldadura = 5 mm

Se sabe que el segundo momento de área es:  $I = 0,707 hI_u$  (Budynas, 2008, pág. 465).

Al aplicar las fórmulas de la tabla 3.24 se determina los valores que se resumen en la tabla 3.26.

Tabla 3. 26 Propiedades del soporte de la parte móvil de la máquina.

A (mm)	707	A (m <sup>2</sup> )	7,07E-04
$\bar{y}$ (mm)	12,5	$\bar{y}$ (m)	0,0125
$I_u$ (mm <sup>3</sup> )	52083	$I_u$ (m <sup>3</sup> )	5,2083E-05
I (mm <sup>4</sup> )	184113,41	I (m <sup>4</sup> )	1,84113E-07

Aplicando las fórmulas del esfuerzo cortante principal y secundario, ecuaciones 3.29 y 3.30, se determina los siguientes valores:

$$\tau' = \frac{700 \text{ N}}{7,07 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\tau'' = \frac{70 \text{ Nm} \cdot 0,0125 \text{ m}}{1,84113 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4}$$

Con estos datos se determina el esfuerzo cortante resultante:

$$\tau_{\text{resultante}} = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} \quad (3.31)$$

En la tabla 3.27 se detalla los valores encontrados de los esfuerzos principal, secundario y resultante.

Tabla 3. 27 Esfuerzo resultante en la soldadura.

$\tau'$ (Pa)	9,9E+05	0,9 MPa
$\tau''$ (Pa)	4,7E+06	4,7 MPa
$\tau$ resultante (Pa)	2,00E+06	4,78 MPa

Este esfuerzo se compara con el esfuerzo admisible de soldadura. (Ver anexo 1G).

Dónde:

$S_y$ : Resistencia a la fluencia = 345 (Mpa)

$S_{ut}$ : Resistencia a la tensión = 427 (Mpa)

Entonces:

$$[\tau] = 0,30 S_{ut} \quad (3.32)$$

$$S_{ut} = 0,40 S_y \quad (3.33)$$

Reemplazando la ecuación 3.32 en la ecuación 3.31 se tiene que:

$$[\tau] = 41,4 \text{ (MPa)}$$

Se determina el factor de seguridad.

$$F.S = \frac{41.4 \text{ MPa}}{4.78 \text{ MPa}} = 8.6 \quad (3.34)$$

Como se puede observar se tiene un factor de seguridad de 8,6 lo cual indica una soldadura segura y satisfactoria.

### 3.12.1. Análisis de resultados del diseño de la soldadura a flexión.

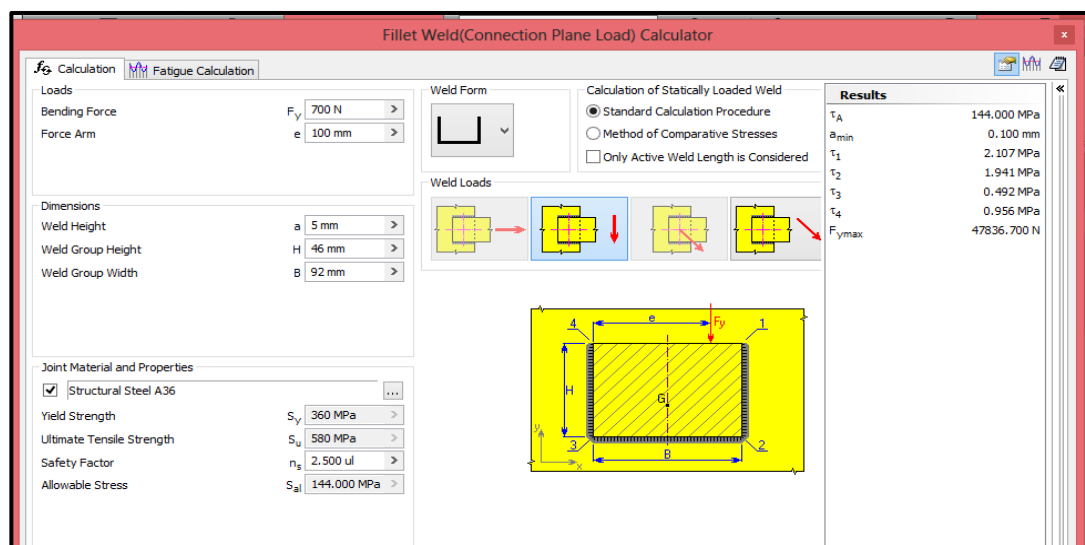


Figura 3. 25 Tipo de cordón de soldadura y cargas.



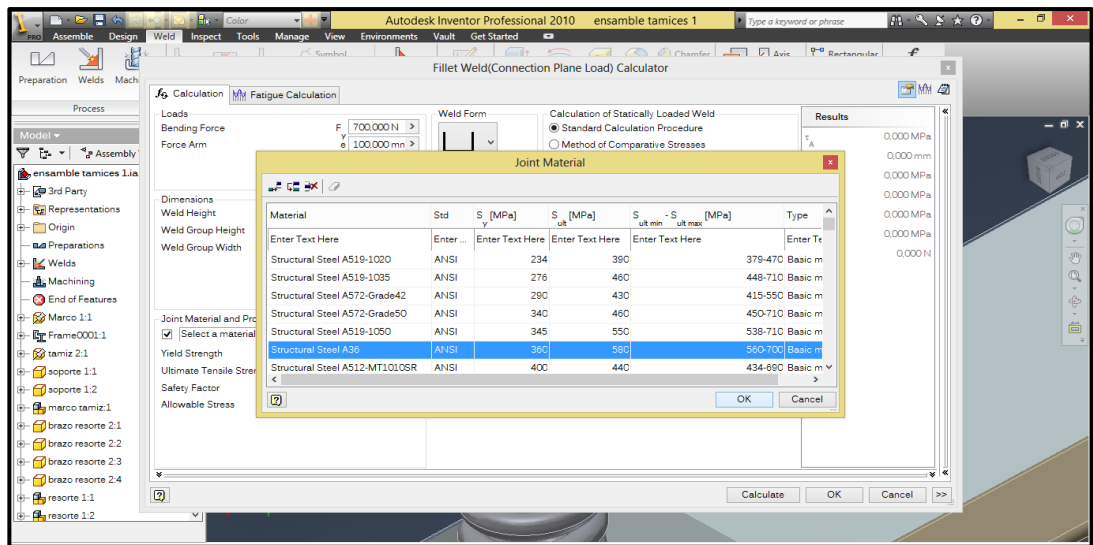


Figura 3. 26 Asignación del material base.

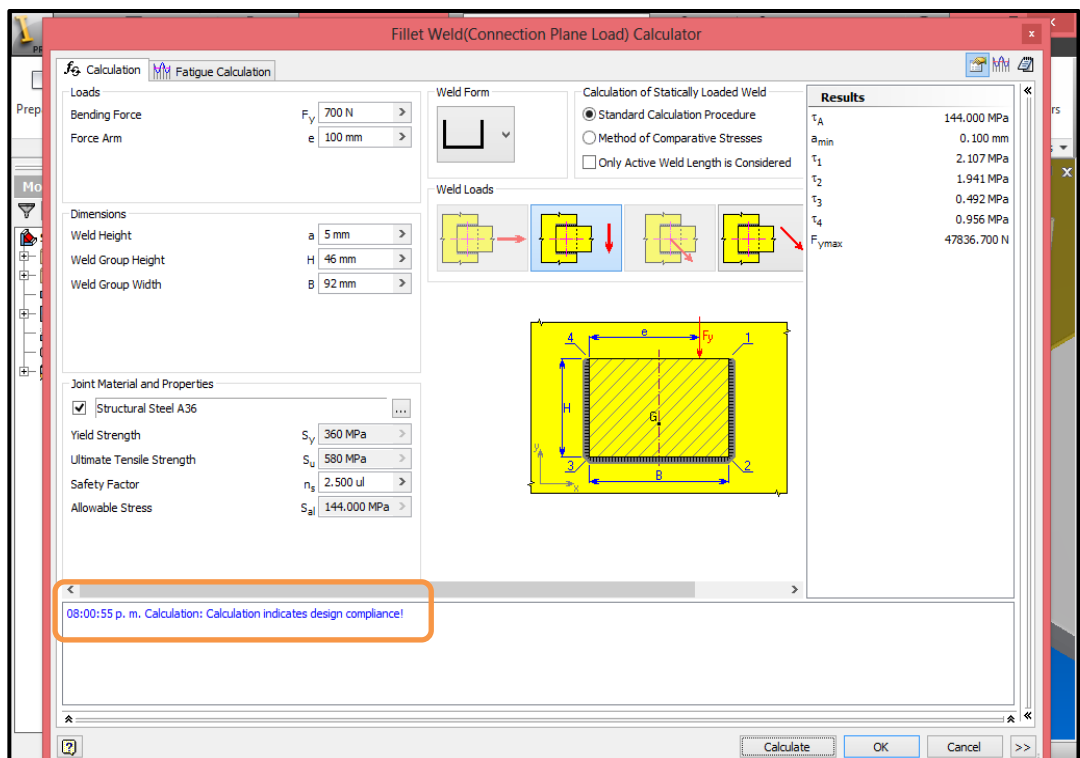


Figura 3. 27 Cálculo del diseño de la soldadura.

### 3.12.2. Comprobación a flexión:

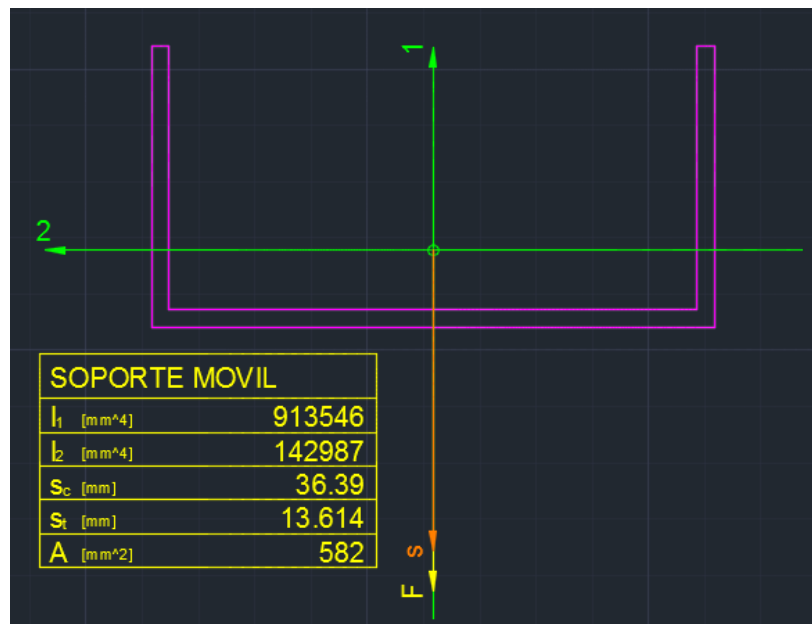


Figura 3. 28 Momento de inercia soporte móvil.

$$I_x = 142987 \text{ mm}^4$$

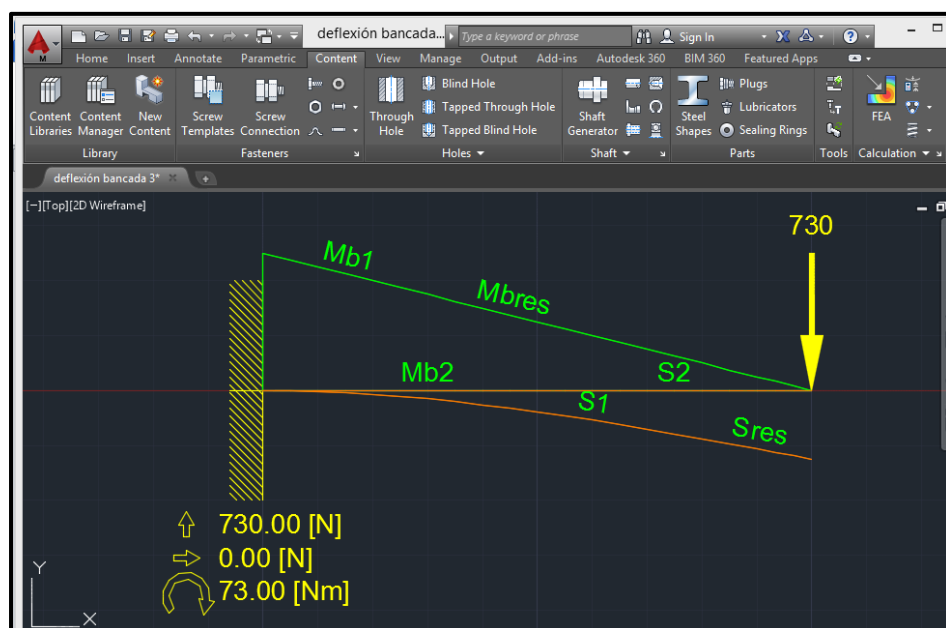


Figura 3. 29 Deflexión soporte móvil.

### 3.12.3. Compendio de resultados:

Tabla 3. 28 Resultados simulación de la soldadura.

SIMULACION SOPORTE MOVIL			
Moment of Inertia	I1	[mm <sup>4</sup> ]	913546
Moment of Inertia	I2	[mm <sup>4</sup> ]	142987
Moment of Inertia	Ieff	[mm <sup>4</sup> ]	142987
Max. Border Dist.		[mm]	36.39
Safety Factor			12.2723
Yield Point		[N/mm <sup>2</sup> ]	228
E-Modulus		[N/mm <sup>2</sup> ]	199948
Material			Steel Structural Common
Max. Deflection	S1	[mm]	8.511145 E-3
Max. Bending Moment	Mb1	[Nm]	73
Max. Deflection	S2	[mm]	0
Max. Bending Moment	Mb2	[Nm]	0
Max. Stress	Res.	[N/mm <sup>2</sup> ]	18.578
Max. Deflection	Sres	[mm]	8.511145 E-3
Max. Bending Moment	Mbres	[Nm]	73
Scale for Defl. Line			1468.7:1
Scale for Bending Mom. Line			1:2.92

### Conclusión:

El software arroja un factor de seguridad de 12 mientras que en los cálculos realizados utilizando ecuaciones de diferente tipo de literatura se obtiene un factor de seguridad de 8 por lo que el diseño de la soldadura es óptimo.

### 3.13. Cálculo y diseño de la estructura de la máquina.

Para el diseño de la estructura se realizará la selección del perfil de la viga principal donde reposarán los dos resortes de amortiguamiento.

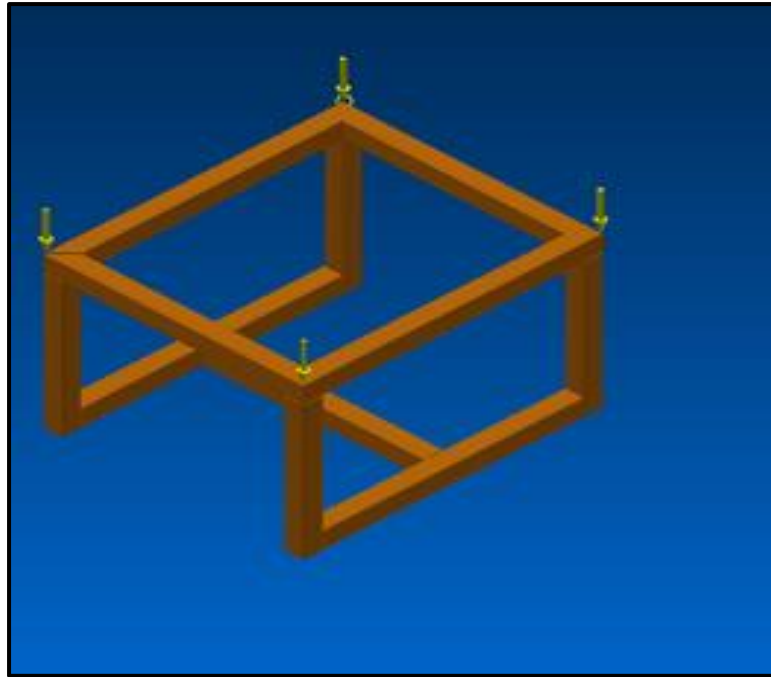


Figura 3. 30 Estructura de la máquina.

### **Columnas:**

#### **Selección del perfil**

$F_{\text{trabajo}} = 730 \text{ (N)}$ ; correspondiente a la carga total dividida para 4.

Por la longitud de la columna se seleccionará un perfil como un elemento sometido a compresión:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (3.35)$$

De donde se trabajará con el esfuerzo permisible:

$$\frac{S_y}{F.S} = \frac{P}{A} \quad (3.36)$$

Para un factor de seguridad 1.5, se calcula el área mínima permisible:

$$A_{\min} = \frac{P \cdot fs}{S_y} \quad (3.37)$$

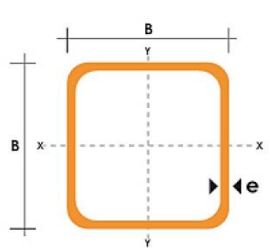
$$A_{\min} = \frac{(730 \text{ N}) \cdot 1,5}{248 \times 10^6 \text{ N/m}^2} = 4,4 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$A_{\min} = 0,044 \text{ cm}^2$$

Se busca un perfil cuadrado (facilidad de construcción de la estructura) (DIPAC, 2013).

Tabla 3. 29 Perfil de la estructura de la máquina.

DIMENSIONES			AREA		EJES X-Xe Y-Y	
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,16	5,01	21,20	8,10	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34



Fuente: (DIPAC, 2013).

Como se puede observar el tubo estructural cuadrado más pequeño es 20x20x1.2, por facilidad de encontrar el tubo en el mercado y sobre todo por estética de la máquina se seleccionará del mismo catálogo un tubo estructural cuadrado 60x60x2.

Se usará este perfil para todo la estructura.

### 3.13.1. Simulación

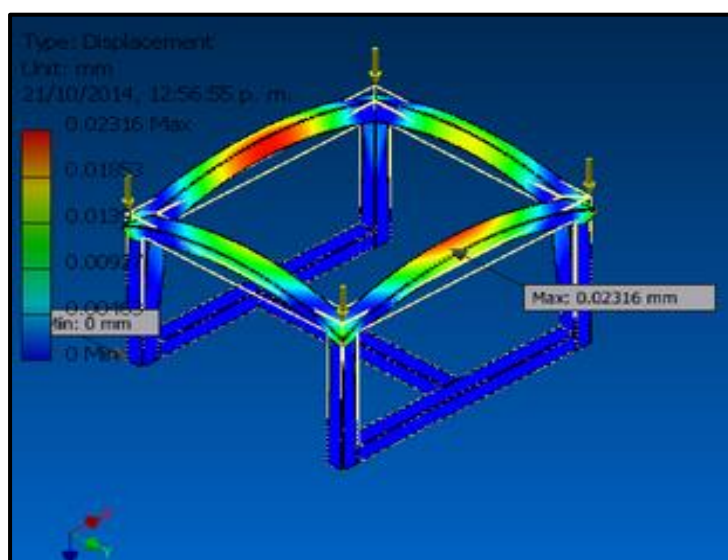


Figura 3. 31 Desplazamiento de la estructura.

En la figura 3.31, se aprecia la deformación del sistema estructural bajo las condiciones de diseño junto con su desplazamiento máximo equivalente, por la simetría de la estructura se puede observar que la deformación máxima sufrirá en el perfil horizontal de mayor longitud con un desplazamiento máximo de 0,023 (mm).

Lo cual se puede concluir que por la longitud del perfil es un desplazamiento insignificante.

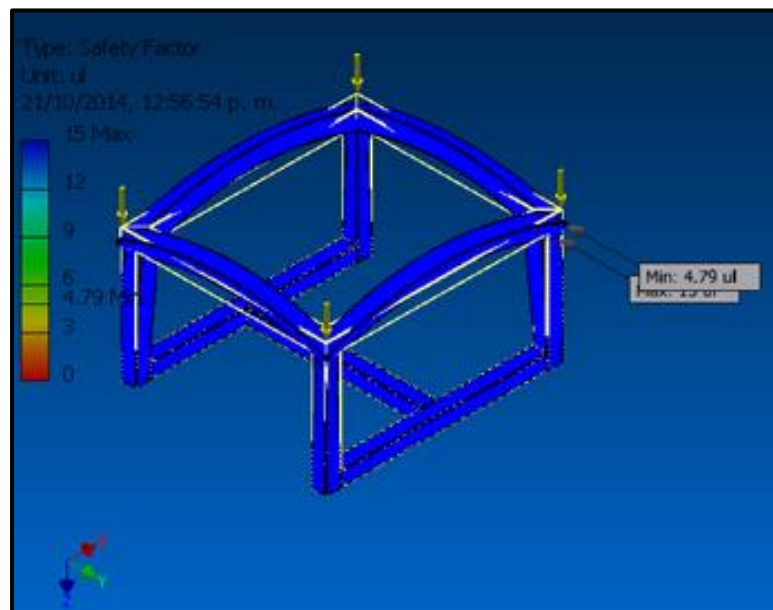


Figura 3. 32 Factor de seguridad de la estructura.

Finalmente el factor de seguridad o factor de diseño se puede observar en la figura 3.32 considerando que el material a utilizarse es acero estructural A-36 por lo tanto se tiene un valor mínimo de 4,79 y un valor máximo de 15, así se puede concluir que la estructura no fallara.

## Especificaciones Técnicas

Tabla 3. 30 Especificaciones técnicas de la estructura.

Name	Steel, Mild	
General	Mass Density	7.86 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	220 GPa
	Poisson's Ratio	0.275 ul
	Shear Modulus	86.2745 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0.000012 ul/c
	Thermal Conductivity	56 W/( m K )
	Specific Heat	460 J/( kg c )
Part Name(s)	ISO 60x60x2 00000043	
	ISO 60x60x2 00000044	
	ISO 60x60x2 00000045	
	ISO 60x60x2 00000046	
	ISO 60x60x2 00000047	
	ISO 60x60x2 00000048	
	ISO 60x60x2 00000049	
	ISO 60x60x2 00000050	
	ISO 60x60x2 00000051	
	ISO 60x60x2 00000052	
	ISO 60x60x2 00000053	

## Compendio de resultados:

Tabla 3. 31 Fuerzas aplicada a la estructura.

Force:1

Load Type	Force
Magnitude	730.000 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	730.000 N

Force:2

Load Type	Force
Magnitude	730.000 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	730.000 N

Force:3

Load Type	Force
Magnitude	730.000 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	730.000 N

Force:4

Load Type	Force
Magnitude	730.000 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	730.000 N

Tabla 3. 32 Resultados de la simulación de la estructura.

☐ **Result Summary**

Name	Minimum	Maximum
Volume	3356920 mm <sup>3</sup>	
Mass	26.3854 kg	
Von Mises Stress	0.000336833 MPa	48.9414 MPa
1st Principal Stress	-25.7411 MPa	34.2983 MPa
3rd Principal Stress	-64.8233 MPa	10.7269 MPa
Displacement	0 mm	0.0262399 mm
Safety Factor	4.22955 ul	15 ul
Stress XX	-45.906 MPa	32.747 MPa
Stress XY	-13.0707 MPa	13.3634 MPa
Stress XZ	-15.0923 MPa	16.5827 MPa
Stress YY	-45.2605 MPa	27.875 MPa
Stress YZ	-13.8601 MPa	13.9576 MPa
Stress ZZ	-49.3264 MPa	14.0463 MPa
X Displacement	-0.00551719 mm	0.00531681 mm
Y Displacement	-0.00489397 mm	0.00556756 mm
Z Displacement	-0.0261271 mm	0.0206449 mm
Equivalent Strain	0.00000000131179 ul	0.000189143 ul
1st Principal Strain	-0.00000795331 ul	0.000143942 ul
3rd Principal Strain	-0.000200065 ul	0.00000100954 ul
Strain XX	-0.0000904299 ul	0.000122377 ul
Strain XY	-0.0000757507 ul	0.0000774468 ul
Strain XZ	-0.0000874668 ul	0.0000961041 ul
Strain YY	-0.0000866891 ul	0.000113014 ul
Strain YZ	-0.0000803253 ul	0.0000808905 ul
Strain ZZ	-0.000189407 ul	0.0000632983 ul
Contact Pressure	0 MPa	184.913 MPa
Contact Pressure X	-82.0037 MPa	81.6188 MPa
Contact Pressure Y	-111.437 MPa	110.332 MPa
Contact Pressure Z	-125.55 MPa	145.066 MPa

**Conclusión:**

De la simulación se puede concluir lo siguiente:

- Las deflexiones son despreciables comparadas con la longitud de la vigas y las columnas.
- El factor de seguridad es 15 lo cual nos indica un diseño seguro.



- Por lo que se puede concluir que el diseño es óptimo.

### 3.14. Selección de los moto-vibradores.

#### Consideraciones:

- El moto-vibrador debe generar una fuerza de vibración o fuerza centrífuga necesaria para accionar los elementos móviles de la máquina.
- El movimiento es unidireccional lineal ya que la mesa de clasificación es horizontal. (Ver anexo 1C).
- El ángulo de incidencia es de  $45^\circ$  como se indica en la figura 3.9.
- La amplitud es de 4,7 (mm) como se estableció en la tabla 3.14.

Entonces:

Se aplica el cálculo de la fuerza de vibración requerida. (Ver anexo 1C).

$$F_v = \text{Amp} \cdot 0,56 \cdot \left( \frac{F_{pm}}{1000} \right)^2 \cdot p \quad (3.38)$$

Donde:

$F_v$ : Fuerza de vibración requerida: (Kg)

Amp: Amplitud de vibración (mm)

$F_{pm}$ : Frecuencia de vibración = velocidad de régimen (rpm)

P: Peso de la estructura + vibradores + producto a vibrar (Kg)

$$F_v = 445 \text{ Kg}$$

Se divide para dos moto-vibradores.

$$\mathbf{F_v = 223 \text{ Kg}}$$

Tabla 3. 33 Selección de moto-vibrador.

Descripción				Características mecánicas								Características eléctricas			
Código	Tipo	TAM	Certificaciones	Momento estático <sup>a</sup> kgmm		Fuerza centrífuga				Peso kg		Potencia absorb. max W		Potencia nominal (rend.) W	
				50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz
601409	CDX 15/200-G/D	10	•	84.2	58.8	213	214	2.09	2.10	14.0	13.0	210	230	110	120
601410	CDX 15/400-G/D	20	•	163	113	412	411	4.04	4.03	21.4	20.0	240	320	120	180
601411	CDX 15/550-G/D	20	•	219	163	552	592	5.42	5.81	23.5	22.0	240	320	120	180
601412	CDX 15/700-G/D	30	•	286	209	720	760	7.06	7.46	30.3	29.0	450	550	240	300

Fuente: (italvibras, 2014).

Por lo tanto se selecciona dos moto-vibradores de:

- Monofásico, corriente alterna.
- 110 (V)
- 0.5 HP
- 750 rpm.

Cabe mencionar que selección de los pernos de anclaje para los moto-vibradores son establecidos por medio del fabricante. (Ver anexo 1D).

Además, se tiene una regulación lineal con variación de las posiciones de las masas excéntricas.

### 3.15. Análisis de resonancia

Hay que tener claro que el efecto de la resonancia está ligado con la razón de frecuencia de todo sistema  $(\omega/\omega_n)$ , ya que de ello depende que no existan fracturas en la estructura y en elementos de la máquina.

Se determina la frecuencia natural del sistema (Hibbeler, Mecànica para Ingenieros - Dinàmica, 2004, pág. 606).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.39)$$

Donde:

$\omega_n$ : Frecuencia natural:  $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$ .

k: Constante del resorte =  $152540 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}}\right)$ .

m: masa = 74 (kg).

Sustituyendo estos valores en la ecuación 3.38 se obtiene:

$$\omega_n = 45 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$$

La frecuencia forzada o de funcionamiento es la que genera el movimiento vibratorio y está dada por el moto-vibrador.

$$\omega = 78 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$$

Donde la relación de frecuencia es:

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (\text{Ec.3.40})$$

$$r = 2$$

### **Conclusión**

En efecto, el análisis de las averías de las estructuras demuestra que precisamente las oscilaciones de amplitudes crecientes son muy a menudo, la causa principal de las averías en estructuras.

En este caso comparando las frecuencias  $\omega$  y  $\omega_n$  indica que no existe peligro de resonancia como se indica en la figura 1.4 del capítulo 1 por lo que el sistema es efectivo.

### 3.16. Análisis vibratorio.

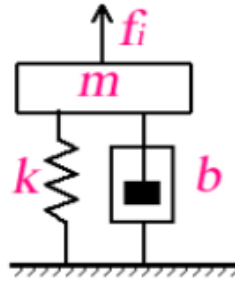


Figura 3. 33 Sistema masa-resorte-amortiguador.

Se calcula el coeficiente de amortiguamiento crítico (Hibbeler, Mecánica para Ingenieros - Dinámica, 2006, pág. 629).

$$C_c = 2m \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.41)$$

$$C_c = 6660 \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}}$$

Donde:

$C_c$ : Coeficiente de amortiguamiento critico:  $\left(\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}}\right)$ .

$\omega_n$ : Frecuencia natural:  $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$ .

$k$ : Constante del resorte =  $152540 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}}\right)$ .

$m$ : masa = 74 (kg).

Reemplazando en la ecuación general del sistema masa – resorte – amortiguador (Ogata, 1987)

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = 0 \quad (3.42)$$

$$74 \ddot{y} + 6660 \dot{y} + 152540 y = 0$$

$$\ddot{y} + 90 \dot{y} + 2061 y = 0$$

Con las condiciones iniciales:

$$\begin{cases} y(0) = 4,4 \text{ mm} \\ \dot{y}(0) = 0 \end{cases}$$

Se resuelve la ecuación, utilizando el software libre Wolfram/Alpha  
(<http://www.wolframalpha.com>, 2014).

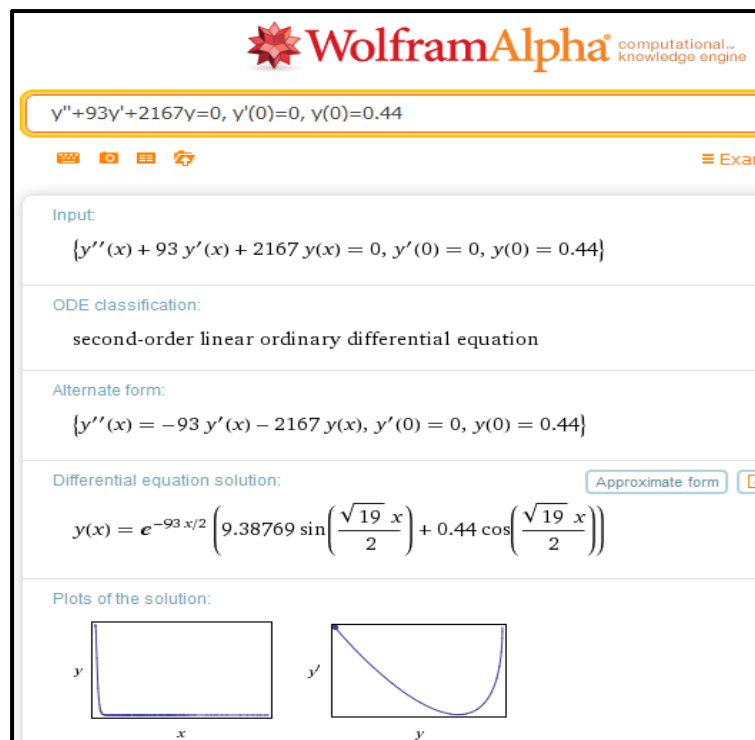


Figura 3. 34 Ecuación general masa-resorte-amortiguador.

Fuente: [www.wolframalpha.com](http://www.wolframalpha.com), 2014

Simplificando la ecuación, se tiene:

$$y(t) = e^{-46.5t} (0,09 \sin 2,18t + 0,0044 \cos 2,18t) \quad (3.42)$$

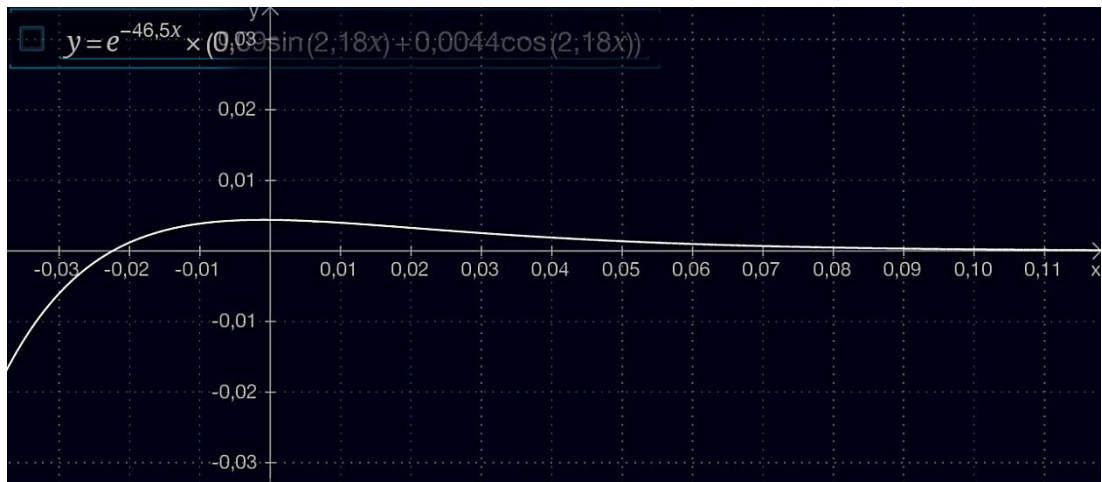


Figura 3. 35 Absorción de vibración.

Fuente: [www.wolframalpha.com](http://www.wolframalpha.com), 2014.

Como indica el gráfico, la absorción de la vibración por parte del sistema resorte amortiguador es muy eficiente, ya que en el lapso de 0,07 s, no existe transmisión de vibración.

### 3.17. Conclusión del capítulo.

En el presente capítulo se logró cumplir con el objetivo general propuesto de diseñar y simular una máquina clasificadora vibratoria de granos de maíz según el tamaño, donde la selección de la mayor parte de los materiales se lo realizó en base al existente en el mercado nacional, las dimensiones y los valores se dieron a partir de cálculos, manuales y catálogos de fabricantes, el software Autodesk Inventor y AutoCad Mechanical son una herramienta fundamental en el diseño mecánico ya que se pudo simular los componentes principales de la máquina con una aproximación similar a lo real y visualizar su comportamiento según las cargas aplicadas con lo cual se logró determinar un diseño seguro de cada componente.

## CAPÍTULO 4

### 4. CÁLCULO DE COSTOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

#### 4.1. Cálculo de costos.

Se presenta un costo referencial de la máquina en una construcción futura donde se detalla el costo del material, costo de herramientas y costo de diseño.

##### 4.1.1. Según materiales.

A continuación se presenta la tabla 4.1 en la cual se tiene un costo referencial de los materiales que se utilizarían para una futura construcción.

Tabla 4. 1 Costos según materiales.

CÁLCULO DE COSTOS MATERIALES			
NOMBRE DEL ELEMENTO	MATERIAL	LONGITUD [m]	PRECIO ESTIMADO EN EL MERCADO LOCAL (USD)
Estructura de la máquina.	60 X60 X2	4.5	\$16.60
Placa tamiz.	Acero Inox.	1 X 0.63 X 2	\$175.00
Placa bandeja.	Acero Inox.	1 X 0.63 X 2	\$175.00
Marco de apoyo.	L 20 x 3	6.5	\$6.38
Bastidor móvil.	Acero A-36	1220 X 2440 X 3	\$56.25
Porta moto-vibrador.	Acero A-36	1000 X 1000 X 5	\$28.00
Bancada móvil.	C 150X50X3	2.7	\$13.00
Apoyos del bastidor móvil.	C100X50X2	0.2	\$5.00
Resortes.	AISI 6150	Total 4	
			<b>\$475.23</b>

Cabe mencionar que los elementos normalizados como también los moto-vibradores no están tomados en cuenta.

#### 4.1.2. Según máquinas.

Tabla 4. 2 Costos según máquinas-herramientas.

CÁLCULO DE COSTOS SEGÚN MAQUINARIA	
COSTO DE HORA MAQUINA	USD
Suelda eléctrica por hora	\$30
Suelda TIG por cm	\$2
Hora maquina fresadora	\$12
Costo cizalla por corte	\$0.25
Insumos	\$40.00
	<b>\$84</b>

#### 4.1.3. Según diseño.

- Para el costo del diseño: varía entre el 20% al 30% del valor total.
- Para el costo de mano de obra: Varía entre el 15% y 20% del valor total.



#### 4.2. Conclusiones.

- La alternativa seleccionada cumple satisfactoriamente con el objetivo principal planteado que es diseñar una maquina clasificadora vibratoria de granos según el tamaño con una capacidad de 1,5 Ton/día.
- Se determinó la composición química y estructura física del grano de maíz con el cual se llegó a establecer los diferentes componentes del grano, además su densidad factor importante para el dimensionamiento del tamiz.
- Con el análisis de alternativas se pudo comparar los métodos motrices que diferencia a cada una de las alternativas llegando a concluir que la mejor opción es el sistema de moto-vibradores para el método de clasificación de granos.
- Se logró determinar y comprobar la disponibilidad y variedad de materiales que el mercado local dispone, con la cual el acero inoxidable 304 es uno de los materiales principales ya que se está manejando producto alimenticio, siendo el material usado en el tamiz y la bandeja de la máquina.
- En el software de diseño Autodesk Inventor y en el AutoCad Mechanical se pudo crear prototipos de diseño 3D como es el resorte helicoidal de compresión en la cual se logró visualizar, simular y analizar el comportamiento en condiciones lo más aproximada a la realidad, siendo una ventaja ya que se puede corregir errores antes de su fabricación si así se diera el caso.

#### **4.3. Recomendaciones.**

- De ninguna manera se debe forzar el trabajo de diseño si bien se está trabajando con un factor de seguridad confiable el trabajo forzado de la máquina reducirá su vida útil de trabajo y daños en los componentes que conforman la máquina.
- Es recomendable consultar catálogos nacionales y en el caso de no existir, recurrir a normas internacionales para basarse en el diseño en cuanto a cálculos y composición de materiales previo a la construcción.
- En el caso de una construcción futura se recomienda poner énfasis en la precisión de las dimensiones de los elementos de acople, de tal forma que no existan problemas al ensamblar la máquina.
- La seguridad y calidad que brinda tener una máquina clasificadora vibratoria, la cual no existe maltrato al producto y una excelente clasificación.

## REFERENCIAS

- Arrizabalaga, L. N. (año 2001). *Prontuario de Máquinas*. Madrid.
- Beer, F. P. (2004). *Mecánica de Materiales* (Tercera Edición ed.). Mexico: McGraw-Hill.
- Budynas, & Nisbett. (2006). *Shigley's Mechanical Engineering Design*. U.S.A: McGraw Hill.
- Castillo, A. (2013). *Diseño de un silo cilíndrico de fondo plano para almacenamiento de maíz con capacidad de 50 Toneladas*.
- Cubero, I. G. (2008). *Wis physics*. Obtenido de Vibrando en la resonancia: <http://www.wisphysics.es/2008/04/vibrando-en-la-resonancia#>
- DIPAC S.A. (1987). Catalogo Dipac S.A. *Catalogo Dipac S.A.* Manta, Ecuador.
- Gil, Ros, Zabala, Pintor, & Zurita. (2010). Anàlisis del comportmientto dinàmico de motovibradores en sistemas con varios grados de libertad elàsticos. *Universidad Publica de Navarra*.
- Hibbeler, R. (2006). *Mecànica para Ingenieros - Dinàmica*. Mexico: Continental.
- IICA. (1991). *Experiencias del cultivo del maíz en el area andina*. Quito: Prociandino.
- INEN1515. (1987). Ecuador.
- INEN1623. (2009). Aceros. Perfiles estructurales conformados en frío. Quito, Ecuador.
- itlvibras. (2014). *www.itlvibras.com*. Obtenido de *www.itlvibras.com*: <http://www.itlvibras.it/contents/esp/309277/309278.htm>
- Ivan Bohman C.A. (1935). Materiales de ingeniería. *Materiales de ingeniería IBCA*. Quito, Pichincha, Ecuador.
- Lubin, D. (1993). *El maíz en la nutrición humana*. Recuperado el 31 de 07 de 2014, de Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación: <http://www.fao.org/docrep/t0395s/t0395s00.htm>
- Machado, J. E. (2001). *Características físico mecánicas y análisis de calidad de los granos*. U. Nacional de Colombia.

- Maggiolo, D. (2000). *Acústica musical*. Obtenido de Acústica musical: <http://www.eumus.edu.uy/docentes/maggiolo/acuapu/>
- Mdsolid, P. (s.f.). Programa Mdsolid 3.4.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta edición ed.). (P. M. Rosas, Ed.) México: Person Education.
- Norton, R. L. (año 2009). *Diseño de maquinaria*. (P. education, Ed.) Mexico, Mexico: McGraw-Hill.
- Ogata, K. (1987). *Dinámica de sistemas*. Mexico: Prentice Hall.
- P.A, S. (1976). *Resistencia de materiales*. Mir Moscu.
- Rao, S. S. (2012). *Vibraciones Mecánicas*. México: Cámara nacional de la industria.
- Repermetal. (01 de 09 de 2014). Productos de industriales. Obtenido de <http://www.repermetal.com/home.html>:  
<http://www.repermetal.com/home.html>
- SUMITEC. (2012). *Suministros Industriales*. Obtenido de Suministros Industriales:  
<http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%20304.pdf>
- TECNO. (2012). Catalogo de motovibradores rotativos. Argentina.

# ANEXOS

## **ANEXO 1A**

Plano de conjunto.

## ANEXO 1B:

Aceros al alto carbono y de aleación para resortes.

Nombre del material	Especificaciones similares	descripción
Alambre de piano 0,80 - 0,95C	UNS G10850 AISI 1085 ASTM A228-51	Éste es el mejor, el más tenaz y más empleados de todos los materiales para fabricar resortes pequeños. Presentan la mayor resistencia a la tensión y pueden soportar mayores esfuerzos ante cargas repetidas que cualquier otra material para resortes. Disponibles en diámetros de 0,12 a 3mm. No se emplean a temperaturas mayores a 120°C o a temperaturas bajo cero.
Alambre templado en aceite 0,60-0,70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM 220-41	Se utiliza cuando se necesitan tamaños mayores que el alambre de piano disponible. No adecuado para cargas de choque o de impacto. Disponible en diámetro de 3 a 12mm. No se emplee a más de 180°C, o a temperaturas bajo cero.
Alambre estirado duro 0,60-0,70C	UNS G10660 AISI 1066 ASTM 227-47	Son de uso general más baratos, se utiliza solo donde la duración, la exactitud y la deflexión no sean muy importantes. Disponibles en diámetros de 0,8 a 12mm. No se emplean a más de 120°C o a temperaturas bajo cero.
Cromo-vanadio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM 231-41	Es la aleación más popular para construir resortes en condiciones que implican esfuerzos mayores que los que se puede emplear con los de acero de alto carbono, y para usarlas cuando son necesarias resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de choque o impacto, se utiliza a temperaturas hasta de 220°C. Disponible en recocido o pre-revenido con tamaño de 0,8 a 12mm de diámetro.

Continuación anexo 1B.

Cromo-silicio	UNS G92540 AISI 9254	Excelente para resortes sometidos a esfuerzos elevados y cargas de impacto que requieren larga vida. Las durezas Rockwell de C50 a C53 son muy comunes y el material se utiliza hasta temperaturas de 250°C. Disponible en 0,8 a 12mm de diámetro.
---------------	-------------------------	--

Fuente: (Budynas, 2008, pág. 502).



## ANEXO 1C

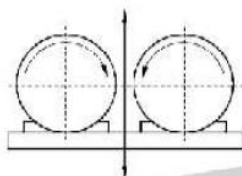
Tipos de vibraciones y fuerza vibrante.



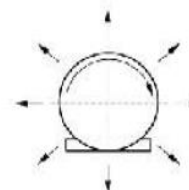
### CRITERIOS GENERALES DE CALCULO

MEDIANTE LA APLICACIÓN DE MOTOVIBRADORES SE PUEDE OBTENER DOS TIPOS BÁSICOS DE MOVIMIENTOS VIBRATORIOS, ORIENTADOS AL LOGRO DE DIFERENTES EFECTOS SOBRE LOS EQUIPOS A VIBRAR.

**TIPO I**  
[Vibración lineal]



**TIPO II**  
[Vibración circular]



**TABLA 3**

Fpm (Ciclos por minuto)	Amp(mm) máxima aconsejada
960	19.4
1440	8.7
2850	2.2

Si se desea, la amplitud "Amp" se puede verificar o calcular para otras frecuencias "Fpm", mediante la siguiente formula:

$$Amp = \frac{FV}{0.56 \cdot \left(\frac{Fpm}{1000}\right)^2 \cdot P}$$

Donde: Fv = Fuerza de vibración requerida (en kg)  
P = Peso total de la estructura + vibradores + producto a vibrar (en kg)  
Fpm = Frecuencia de vibración (ciclos por minuto) es igual a la velocidad de régimen en r.p.m. Del motovibrador.

**TABLA 4**

Fpm (Ciclos por minuto)	d( mm) deflección estática
960	20.3
1440	9.2
2850	2.3

Si se desea, la aislación se puede calcular para otras "Fpm" distintas de las tabuladas, mediante la siguiente formula:

$$Aislacion(\%) = 100 - \frac{100}{d \cdot \left(\frac{Fpm}{950}\right)^2 - 1}$$

Donde: d = Deflección estática (en mm).  
Fpm = Frecuencia de la vibración (ciclos por minutos) es igual a la velocidad de régimen en r.p.m del motovibrador.

Fuente: (TECNO, 2012).

### Características mecánicas y eléctricas del moto-vibrador.

Fuente: (TECNO, 2012).

## ANEXO 1E

### Propiedades de aceros estructurales.

Material ASTM núm. y productos	Resistencia máxima, $s_u$ *		Resistencia a la cedencia, $s_y$ *		Porcentaje de alargamiento, en 2 in
	ksi	MPa	ksi	MPa	
A36-Perfiles, placas y barras de acero al carbón	58	400	36	248	21
A 53-Tubo grado B	60	414	35	240	—
A242—Perfiles, placas y barras HSLA resistentes a la corrosión					
≤ $\frac{3}{4}$ in de espesor	70	483	50	345	21
$\frac{3}{4}$ a $1\frac{1}{2}$ in de espesor	67	462	46	317	21
$1\frac{1}{2}$ a 4 in de espesor	63	434	42	290	21
A500—Tubería estructural formada en frío					
Redonda, grado B	58	400	42	290	23
Redonda, grado C	62	427	46	317	21
Perfilada, grado B	58	400	46	317	23
Perfilada, grado C	62	427	50	345	21
A501—Tubería estructural formada en caliente, redonda o perfilada	58	400	36	248	23
A514—Acero aleado templado y enfriado en aceite; placa					
≤ $2\frac{1}{2}$ in de espesor	110	758	100	690	18
$2\frac{1}{2}$ a 6 in de espesor	100	690	90	620	16
A572—Acero al vanadio-columbio HSLA: perfiles, placas y barras					
Grado 42	60	414	42	290	24
Grado 50	65	448	50	345	21
Grado 60	75	517	60	414	18
Grado 65	80	552	65	448	17
A913—HSLA, grado 65: perfiles	80	552	65	448	17
A992—HSLA: sólo perfiles W	65	448	50	345	21

\*Valores mínimos; pueden ser más elevados

HSLA-Baja aleación y alta resistencia

El American Institute of Steel Construction especifica  $E = 29 \times 10^6 \text{ lb/in}^2$  (200 GPa) para acero estructural.

Fuente: (Mott, 2006).

## ANEXO 1F

Método práctico para calcular peso de las planchas de acero.

**METODO PRACTICO PARA CALCULAR PESO DE LAS PLANCHAS DE ACERO**

**NOMENCLATURA**

L = Largo (mm)  
A = Ancho (mm)  
E = Espesor (mm)  
Peso = Kgs.

$$\text{Peso} = \frac{L \times A \times E \times 7,85}{1,000.00}$$

Ejemplo: 
$$\frac{(L = 1220\text{mm} \times A = 2440 \text{ mm} \times E = 1,0\text{mm}) \times 7,85}{1,000.00} = 23.368 \text{ Kg}$$

Fuente: (DIPAC, 2013).

## ANEXO 1G

Propiedades mínimas del metal de aporte y esfuerzos permisibles del código AISC para metal de aporte.

Tabla 9-3		<i>S<sub>ut</sub></i>		<i>S<sub>y</sub></i>	
Propiedades mínimas del metal de aporte		Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
		E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
		E70xx	70 (482)	57 (393)	22
		E80xx	80 (551)	67 (462)	19
		E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
		E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
		E120xx	120 (827)	107 (737)	14
* Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. Este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos números designan la resistencia aproximada a la tensión. El último dígito incluye variables en la técnica de soldadura, la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de la soldadura, por ejemplo, plana, vertical o sobre cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.					
Tabla 9-4		Tipo de carga		Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible
Esfuerzos permisibles del Código AISC para metal de aporte		Tensión	A tope		$0.60S_y$
		Aplastamiento	A tope		$0.90S_y$
		Flexión	A tope		$0.60-0.66S_y$
		Compresión simple	A tope		$0.60S_y$
		Cortante	A tope o de filete		$0.30S_{ut}^{\dagger}$
* El factor de seguridad $n$ se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.					
<sup>†</sup> El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de $0.40S_y$ del metal base.					

Fuente: (Budynas, 2008, pág. 468)

## ANEXO 1H

Constantes para estimar la resistencia de tensión mínima de alambres para fabricar resortes comunes.

**Table 10-4**

Constants  $A$  and  $m$  of  $S_u = A/d^m$  for Estimating Minimum Tensile Strength of Common Spring Wires

Source: From *Design Handbook*, 1987, p. 19. Courtesy of Associated Spring.

Material	ASTM No.	Exponent $m$	Diameter, in	$A$ , kpsi · in <sup><math>m</math></sup>	Diameter, mm	$A$ , MPa · mm <sup><math>m</math></sup>	Relative Cost of wire
Music wire*	A228	0.145	0.004–0.256	201	0.10–6.5	2211	2.6
OQ&T wire†	A229	0.187	0.020–0.500	147	0.5–12.7	1855	1.3
Hard-drawn wire‡	A227	0.190	0.028–0.500	140	0.7–12.7	1783	1.0
Chrome-vanadium wire§	A232	0.168	0.032–0.437	169	0.8–11.1	2005	3.1
Chrome-silicon wire	A401	0.108	0.063–0.375	202	1.6–9.5	1974	4.0
302 Stainless wire¶	A313	0.146	0.013–0.10	169	0.3–2.5	1867	7.6–11
		0.263	0.10–0.20	128	2.5–5	2065	
		0.478	0.20–0.40	90	5–10	2911	
Phosphor-bronze wire**	B159	0	0.004–0.022	145	0.1–0.6	1000	8.0
		0.028	0.022–0.075	121	0.6–2	913	
		0.064	0.075–0.30	110	2–7.5	932	

Fuente: (Budynas, 2008, pág. 503)



## ANEXO 1I

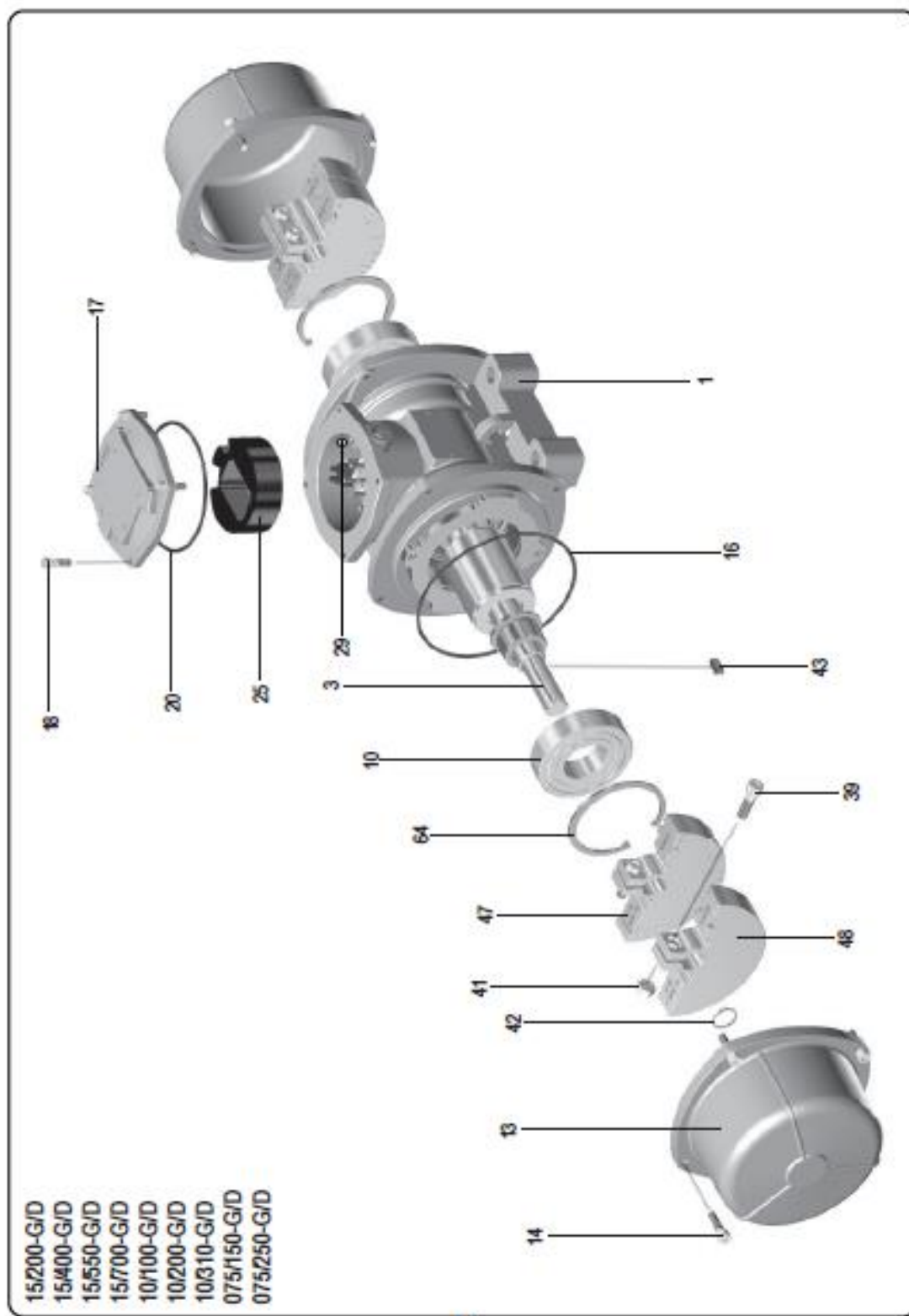
Fórmulas para calcular las dimensiones de resortes de compresión.

Término	Tipo de extremos de resortes			
	Plano	Plano y esmerilado	A escuadra o cerrado	A escuadra y esmerilado
Espiras de extremo, $N_e$	0	1	2	2
Espiras totales, $N_t$	$N_a$	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Longitud libre, $L_0$	$pN_a + d$	$p(N_a + 1)$	$pN_a + 3d$	$pN_a + 2d$
Longitud sólida, $L_s$	$d(N_t + 1)$	$dN_t$	$d(N_t + 1)$	$dN_t$
Paso, $p$	$(L_0 - d)N_a$	$L_0(N_a + 1)$	$(L_0 - 3d)N_a$	$(L_0 - 2d)N_a$

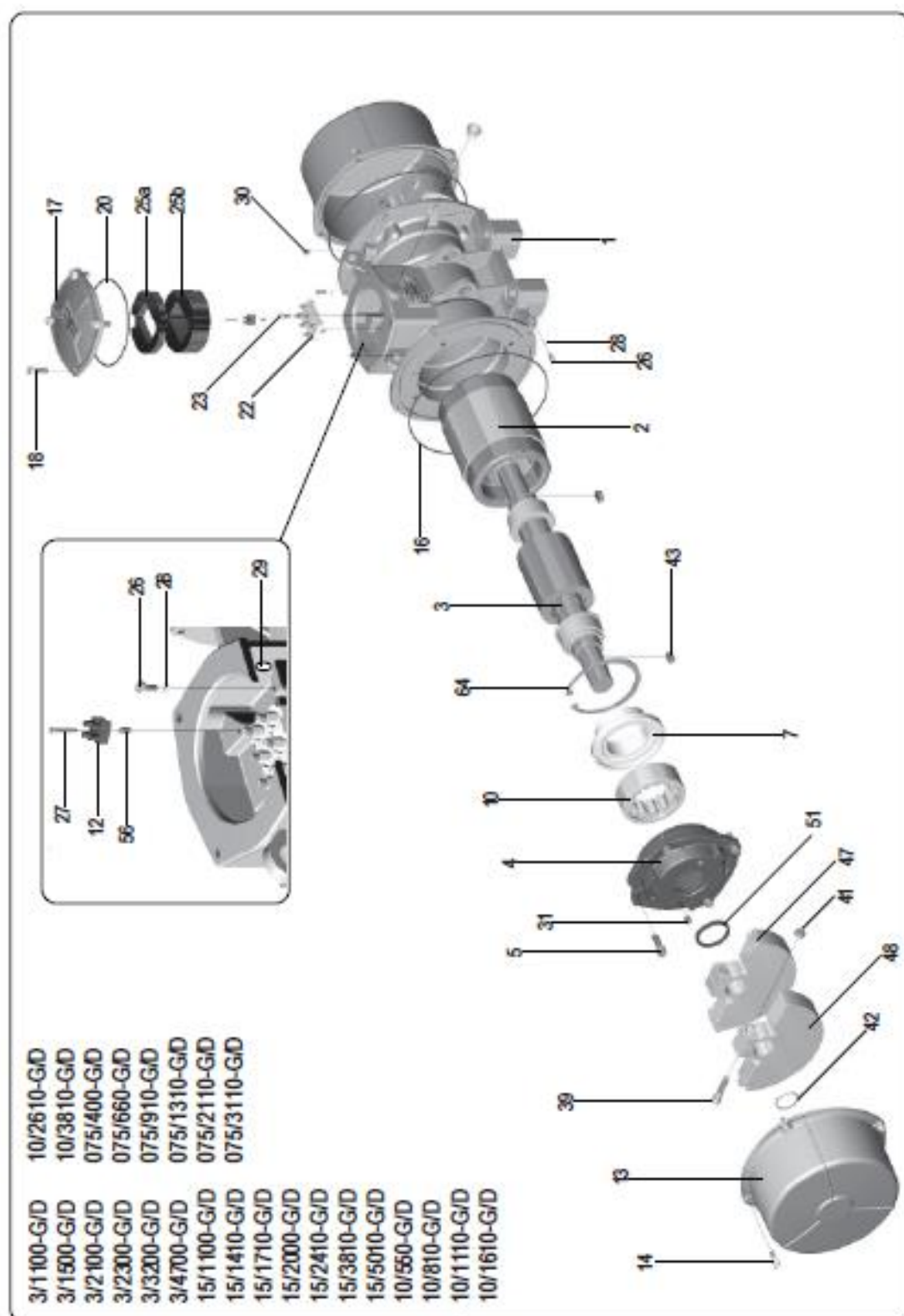
Fuente: (Budynas, 2008, pág. 499)

## ANEXO 1J

Despiece de un moto-vibrador 15-200 GD.







## ESPAÑOL

1	CARCASA/GRUPOMOTOR
2	ESTATORADEVANADO
3	ARBOLCOMPLETO
4	BRIDASOPORTERODAMIENTO
5	TORNILLO+ARANDELA
7	TAPAAISLAGRASA
10	RODAMIENTO
12	CAJADEBORNESPARATERMISTOR
13	TAPAMASAS
14	TORNILLO+ARANDELA
16	JUNTOOR
17	TAPA DEL COMPARTIMIENTO DE LOS BORNES
18	TORNILLO+ARANDELA
20	JUNTOOR
22	TUERCA
23	ARANDELA
25a	PASADORPRENSA-CABLES
25b	PASADORPRENSA-CABLES
26	TORNILLODECONEXIONATIERRA
27	TORNILLO
28	ARANDELA
29	PLACADETIERRA
30	TAPA
31	TAPA
39	TORNILLO+ARANDELA
41	TUERCAS
42	ANILLODEFERMEDURABLOQUEO
43	LENGUETA
47	MASAFIJA
48	MASAARREGLABLE
51	ANILLODEAISLAMIENOV-RING
56	LANGUITOCASQUILLOFILETEADO
64	ANILLODEFERMEDURABLOQUEO
70	ARANDELA
71	TORNILLO

Fuente: (italvibras, 2014).

## ANEXO 1K

Parámetros en el factor de la condición superficial.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{utr}$ kpsi	$S_{utr}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: (Budynas, 2008, pág. 274).

## ANEXO 1L

Factor de tamaño  $k_b$ .

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fuente: (Budynas, 2008, pág. 275).

## ANEXO 1M

Valores medios del factor de carga.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Fuente: (Budynas, 2008, pág. 277).

## ANEXO 1N

Factor de confiabilidad  $k_e$

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_\alpha$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: (Budynas, 2008, pág. 279).

## ANEXO 1P

Tabla de factores de seguridad. Valores mínimos recomendados.

TIPO O CLASE DE CARGA	ACERO, METALES DÚCTILES		HIERRO FUNDIDO, METALES FRÁGILES	MADERA DE CONSTRUCCIÓN
	Basado en la resistencia máxima*	Basado en la resistencia de fluencia**	Basado en la resistencia máxima*	
Carga muerta o Carga variable bajo análisis por fatiga	3 – 4	1.5 - 2	5 – 6	7

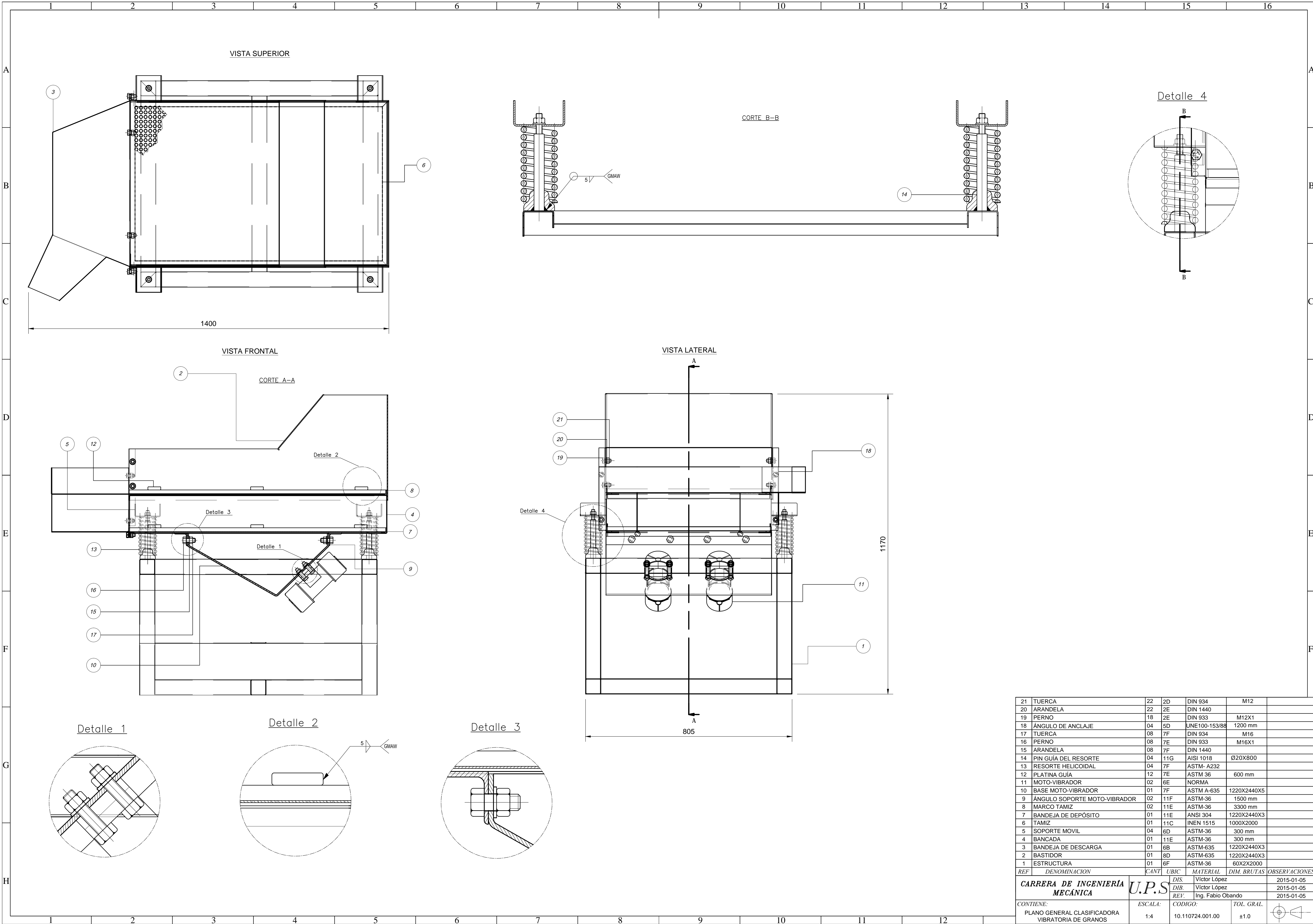
Las siguientes recomendaciones **NO** se deben adoptar si se hace análisis por fatiga

Repetida en una dirección, gradual (choque suave)	6	3	7 – 8	10
Repetida invertida, gradual (choque medio)	8	4	10 – 12	15
Choque fuerte	10 – 15	5 – 7	15 – 20	20

\* Resistencia máxima se refiere a  $S_u$ ,  $S_{uc}$  o  $S_{us}$  (dependiendo de si el esfuerzo es de tracción, de compresión o cortante)

\*\* Resistencia de fluencia se refiere a  $S_y$ ,  $S_{yc}$  o  $S_{ys}$  (dependiendo de si el esfuerzo es de tracción, de compresión o cortante)

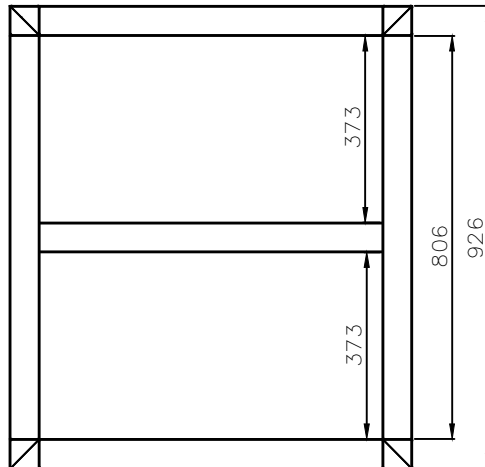
Fuente: (Chacon, 2004)



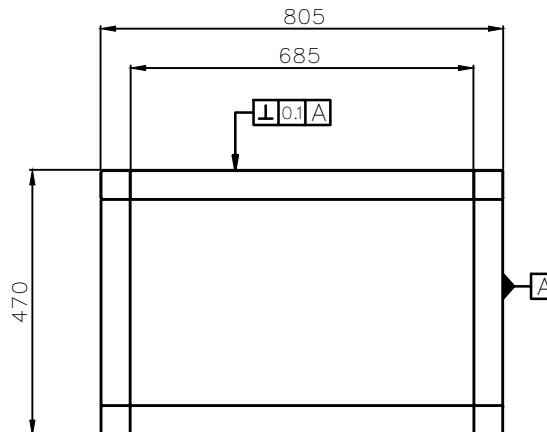
21	TUERCA	22	2D	DIN 934	M12	
20	ARANDELA	22	2E	DIN 1440		
19	PERNO	18	2E	DIN 933	M12X1	
18	ÁNGULO DE ANCLAJE	04	5D	UNE100-153/88	1200 mm	
17	TUERCA	08	7F	DIN 934	M16	
16	PERNO	08	7E	DIN 933	M16X1	
15	ARANDELA	08	7F	DIN 1440		
14	PIN GUÍA DEL RESORTE	04	11G	AISI 1018	Ø20X800	
13	RESORTE HELICOIDAL	04	7F	ASTM- A232		
12	PLATINA GUÍA	12	7E	ASTM 36	600 mm	
11	MOTO-VIBRADOR	02	6E	NORMA		
10	BASE MOTO-VIBRADOR	01	7F	ASTM A-635	1220X2440X5	
9	ÁNGULO SOPORTE MOTO-VIBRADOR	02	11F	ASTM-36	1500 mm	
8	MARCO TAMIZ	02	11E	ASTM-36	3300 mm	
7	BANDEJA DE DEPÓSITO	01	11E	ANSI 304	1220X2440X3	
6	TAMIZ	01	11C	INEN 1515	1000X2000	
5	SOPORTE MOVIL	04	6D	ASTM-36	300 mm	
4	BANCADA	01	11E	ASTM-36	300 mm	
3	BANDEJA DE DESCARGA	01	6B	ASTM-635	1220X2440X3	
2	BASTIDOR	01	8D	ASTM-635	1220X2440X3	
1	ESTRUCTURA	01	6F	ASTM-36	60X2X2000	
REF	DENOMINACION	CANT	UBIC	MATERIAL	DIM. BRUTAS	OBSERVACIONES
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA		U.P.S		DIS.	Victor López	2015-01-05
				DIB.	Victor López	2015-01-05
				REV.	Ing. Fabio Obando	2015-01-05
CONTIENE:		ESCALA:	CODIGO:		TOL. GRAL.	
PLANO GENERAL CLASIFICADORA VIBRATORIA DE GRANOS		1:4	10.110724.001.00		±1.0	



### VISTA SUPERIOR

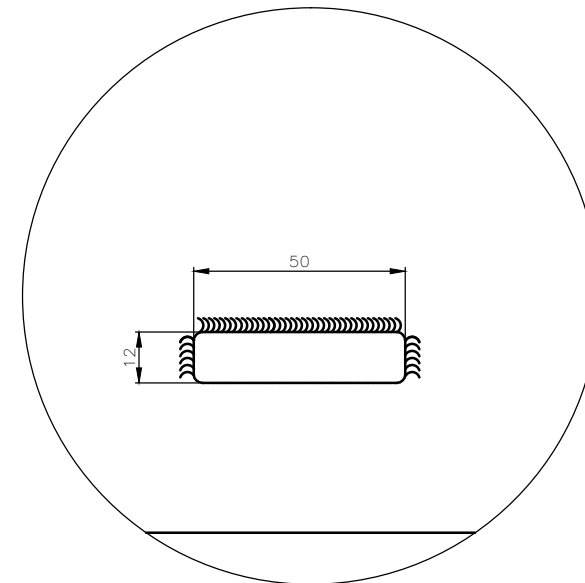


### VISTA FRONTAL



NOTA: Soldar todas las juntas con E-6011, pulir aristas vivas.

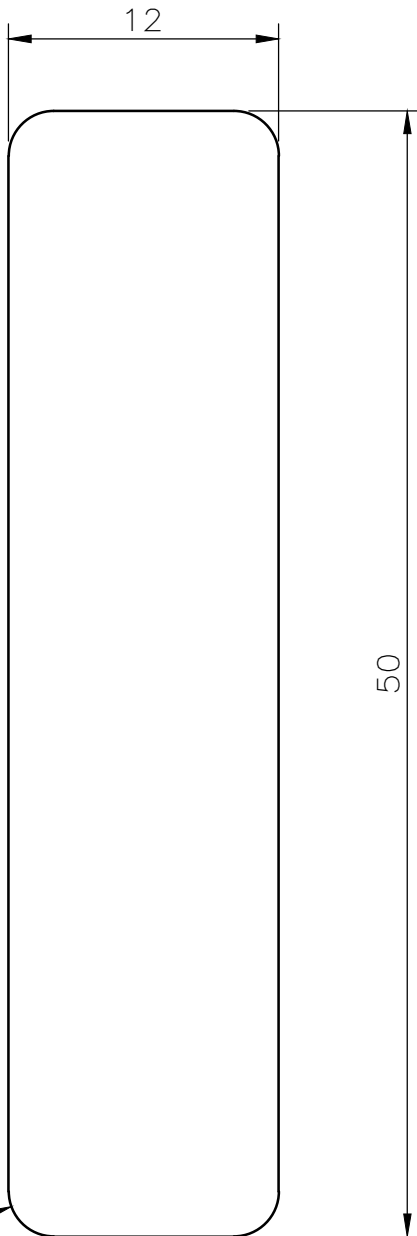
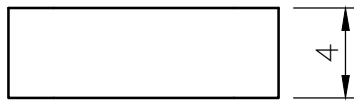
<b>TRATAMIENTO TERMICO:</b>	NA	<b>MATERIAL:</b>	ASTM A-36	<b>DIM. BRUTAS:</b>	60X2X2000
<b>RECUBRIMIENTO:</b>	Pintura anticorrosivo				
<b>CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b> <i>U.P.S</i>		<b>DIS.</b>	Víctor López	2015-01-30	
		<b>DIB.</b>	Víctor López	2015-01-30	
		<b>REV.</b>	Ing. Fabio Obando	2015-01-30	
<b>CONTIENE:</b>	ESTRUCTURA	<b>ESCALA:</b>	1:15	<b>CODIGO:</b>	10.110724.002.00
				<b>TOL. GRAL.</b>	± 0.5



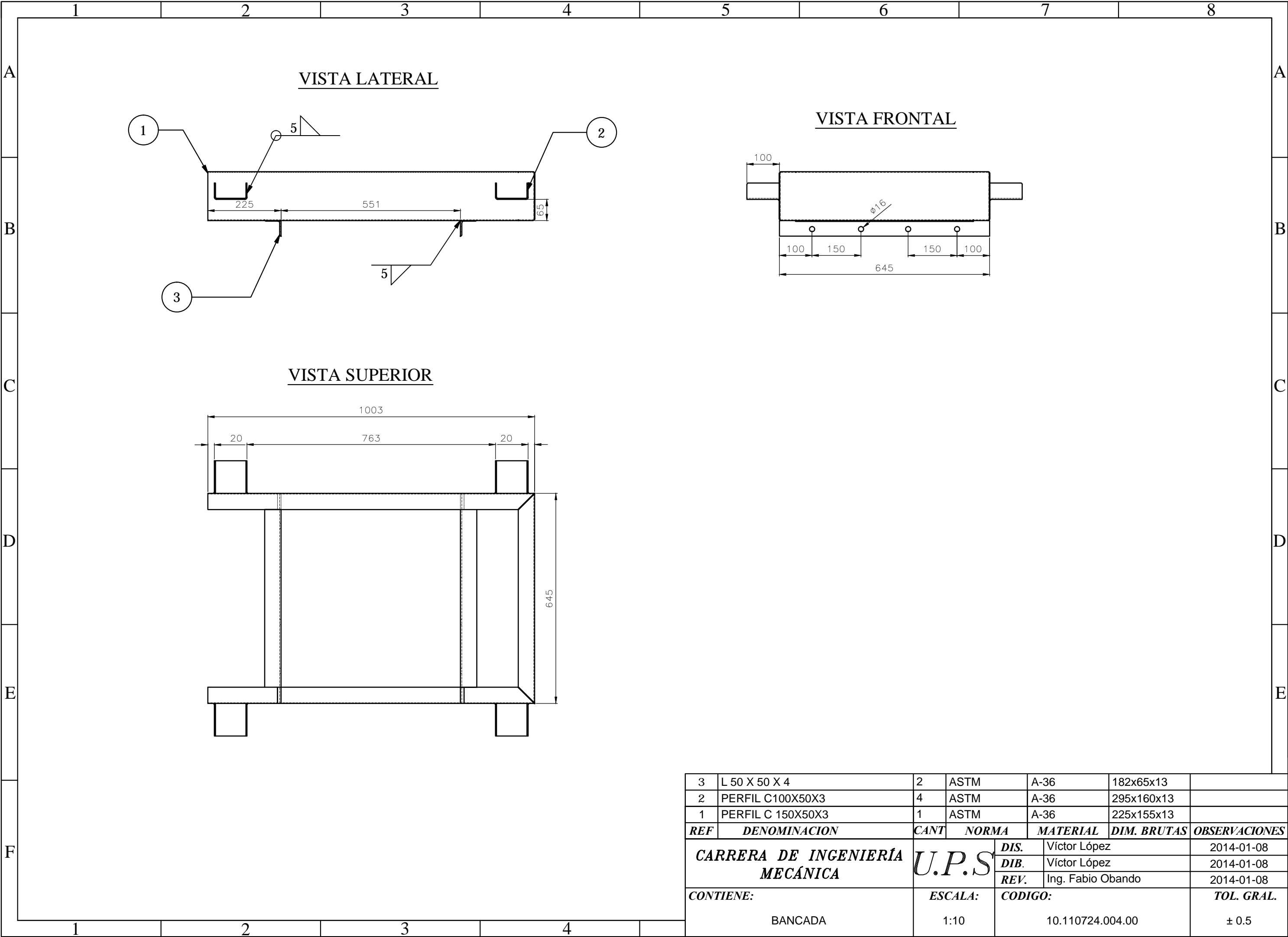
Technical drawing of a mechanical part. The drawing shows a side view of a component with a total width of 1010 and a total height of 205. The component features a central section with a width of 355 and two side sections with widths of 75. A section line is drawn at an angle of 130° with a length of 274. A circle labeled 'A' is positioned on the left side of the component.

Technical drawing of a rectangular plate. The drawing shows a rectangle with a width of 650 and a height of 40. The dimensions are indicated by arrows and numerical values. The drawing is a simple line representation of the plate's profile.

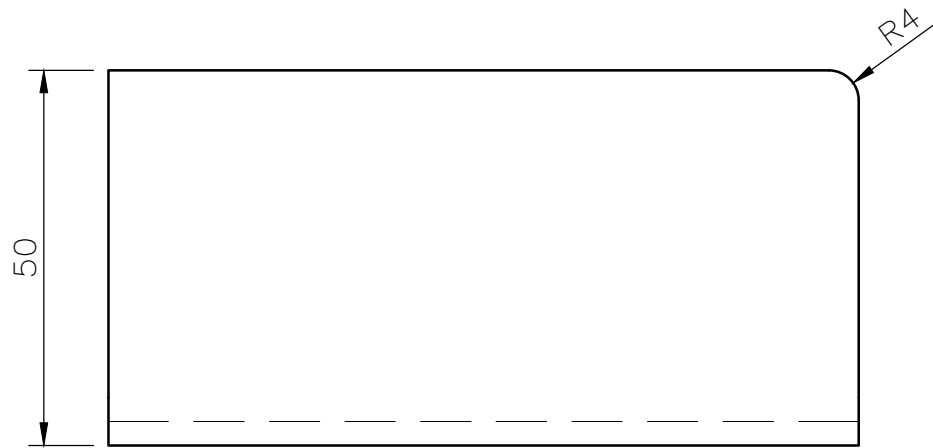
3	TAPA SUPERIOR	1	ASTM	A-36	280X650X3	
2	PLATINA TOPE	6	ASTM	A-36	750X30X4	
1	TAPA LATERAL	2	ASTM	A-36	1220X2440X3	
<b>REF</b>	<b>DENOMINACION</b>	<b>CANT</b>	<b>NORMA</b>	<b>MATERIAL</b>	<b>DIM. BRUTAS</b>	<b>OBSERVACIONES</b>
<b>CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>		<b>U.P.S</b>	<b>DIS.</b>	Víctor López		2015-01-08
			<b>DIB.</b>	Víctor López		2015-01-08
			<b>REV.</b>	Ing. Fabio Obando		2015-01-08
<b>CONTIENE:</b>		<b>ESCALA:</b>	<b>CODIGO:</b>			<b>TOL. GRAL.</b>
BASTIDOR		1:10	10.110724.003.00			± 0.5



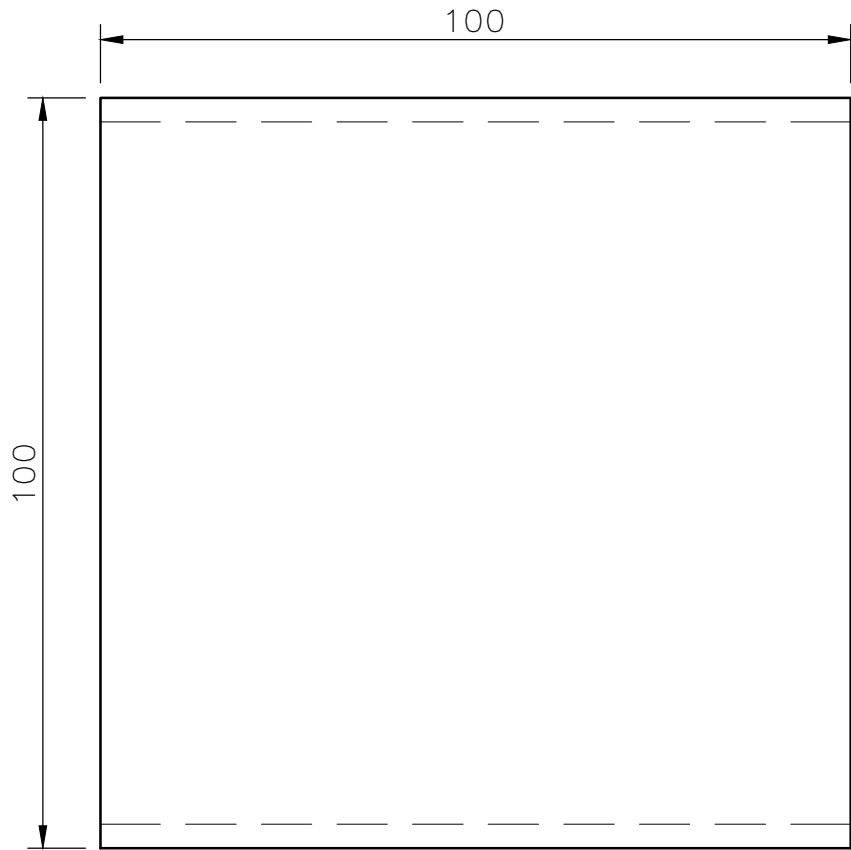
<b>TRATAMIENTO TERMICO:</b> NA		<b>MATERIAL:</b> ASTM A-36		<b>DIM. BRUTAS:</b> PLT 12X4X30
<b>RECUBRIMIENTO:</b> Pintura anticorrosivo				
<b>CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>		<b>DIS.</b>	Víctor López	2015-01-08
		<b>DIB.</b>	Víctor López	2015-01-08
		<b>REV.</b>	Ing. Fabio Obando	2015-01-08
<b>CONTIENE:</b> PLATINA GUÍA		<b>ESCALA:</b> 5:1	<b>CODIGO:</b> 10.110724.003.01	<b>TOL. GRAL.</b> ± 0.5



VISTA LATERAL

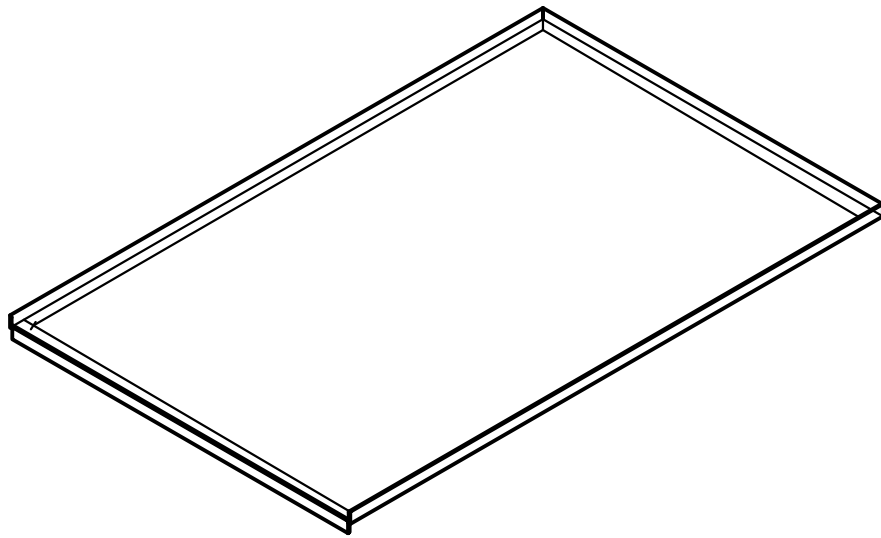


VISTA SUPERIOR

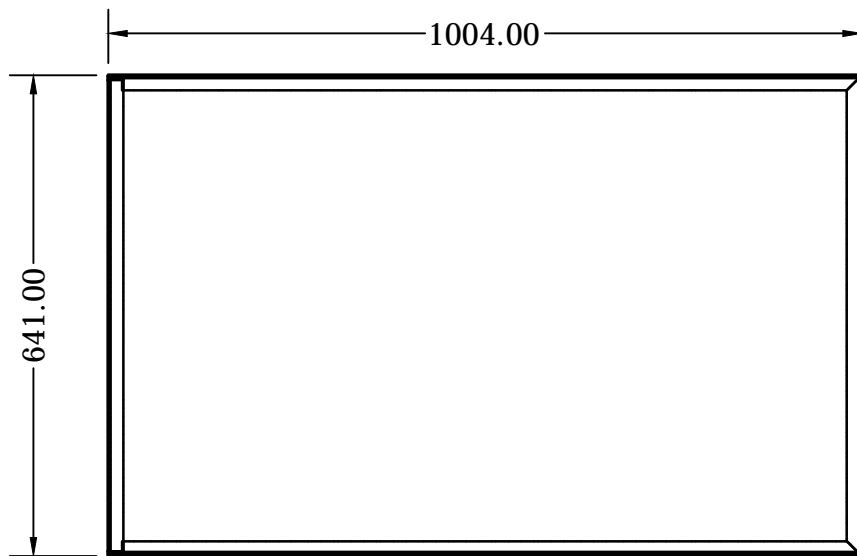


<b>TRATAMIENTO TERMICO:</b> NA		<b>MATERIAL:</b> ASTM A-36		<b>DIM. BRUTAS:</b> U 100X50X2X450
<b>RECUBRIMIENTO:</b> Pintura anticorrosivo				
<b>CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>		<b>DIS.</b>	Víctor López	2014-12-08
		<b>DIB.</b>	Víctor López	2014-12-08
		<b>REV.</b>	Ing. Fabio Obando	2014-12-08
<b>CONTIENE:</b> SOPORTE MÓVIL		<b>ESCALA:</b> 1:1	<b>CODIGO:</b> 10.110724.004.01	<b>TOL. GRAL.</b> ± 0.5

# ISOMETRICO

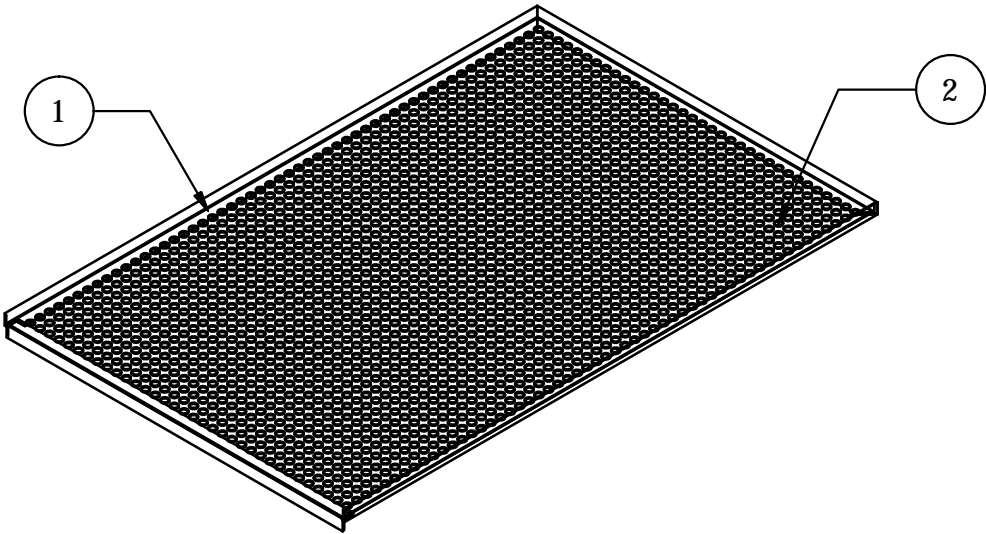


# VISTA SUPERIOR

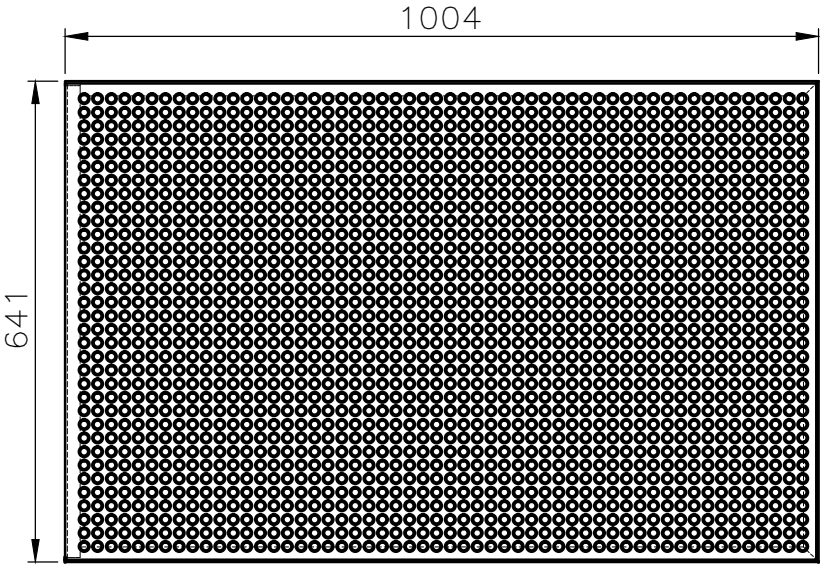


1	MARCO SOPORTE TAMIZ	1	ASTM	A-36	L 20X20X4000	PINTURA ANTICORR.
REF	DENOMINACION	CANT	NORMA	MATERIAL	DIM.BRUTAS	OBSERVACIONES
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		U.P.S		DIS.	Víctor López	
				DIB.	Víctor López	
				REV.	Ing. Fabio Obando	2015-01-08
CONTIENE:		ESCALA:		CODIGO:		TOL. GRAL.
SOPORTE MARCO TAMIZ		1:10		10.110724.005.00		± 0.5

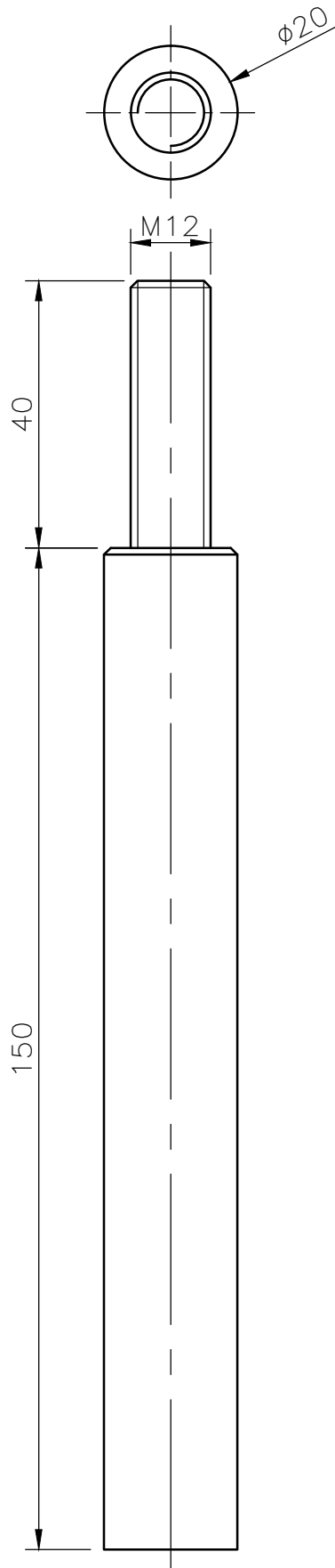
ISOMETRICO



VISTA SUPERIOR



2	TAMIZ	1	INEM1515	AISI 304	PL 1000X2000	
1	MARCO SOPORTE TAMIZ	1	ASTM	A-36	L 20X20X4000	PINTURA ANTICORR.
REF	DENOMINACION	CANT	NORMA	MATERIAL	DIM.BRUTAS	OBSERVACIONES
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		U.P.S		DIS.	Víctor López	2015-01-08
				DIB.	Víctor López	2015-01-08
				REV.	Ing. Fabio Obando	2015-01-08
CONTIENE:		ESCALA:		CODIGO:		TOL. GRAL.
TAMIZ		1:10		10.110724.005.01		± 0.5



<b>TRATAMIENTO TERMICO:</b> NA		<b>MATERIAL:</b>		<b>DIM. BRUTAS:</b>	
<b>RECUBRIMIENTO:</b> Pintura anticorrosivo		ASTM A-36		EJE Ø25X200	
<b>CARRERA DE INGENIERÍA</b> <b>MECÁNICA</b>		<b>DIS.</b> Víctor López		2014-12-08	
		<b>DIB.</b> Víctor López		2014-12-08	
		<b>REV.</b> Ing. Fabio Obando		2014-12-08	
<b>CONTIENE:</b>		<b>ESCALA:</b>		<b>CODIGO:</b>	
EJE GUÍA RESORTE		1:1		10.110724.006.00	
				<b>TOL. GRAL.</b>	
				± 0.5	



